

Desenvolvimento de um modelo de dimensionamento de ejetores transcíticos com fluido de trabalho CO₂ para sistemas de refrigeração

José Soeiro Marques

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Szabolcs Varga



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

2018-01-22

“Estou feliz por estar contente.”

José António da Silva Marques

Resumo

O dióxido de carbono, sendo um refrigerante natural de baixos potenciais de contribuio para a degradação da camada do ozono e de aquecimento global comparativamente aos refrigerantes comuns, tem vindo a ganhar ateno no mercado do frio como fluido frigorigéneo. O ciclo frigorífico transcrtico de CO₂ é caracterizado pelas suas altas taxas de compressão que o tornam menos eficiente em comparao com os ciclos mais comuns. Face ao problema de sustentabilidade energética dos dias correntes, estudos têm sido realizados para solues no sentido de melhorar a eficiência destes sistemas. Como uma soluo, os ejtores bifásicos de CO₂ foram sugeridos para a recuperao do trabalho de expanso e assim melhorar o desempenho do ciclo. O presente trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de um modelo termodinâmico para efetuar o dimensionamento de um ejtor para um ciclo transcrtico de CO₂ para um sistema de refrigerao e perceber como as condições operacionais afetam o desempenho do sistema e a geometria do ejtor.

O modelo foi implementado no programa *EES*[®] com base em balanços de massa, energia e quantidade de movimento para as várias partes do sistema usando as propriedades do CO₂ sem a necessidade de assumir o comportamento de um gás perfeito. Os cálculos são efetuados assumindo regime permanente do sistema e que o ejtor adiabático funciona em regime *double choking*. As irreversibilidades do sistema foram contabilizadas com eficiências isentrópicas dos vários componentes. O escoamento bifásico dentro do ejtor foi considerado sempre em equilíbrio de presso e temperatura. Foi assumido ainda que existe apenas uma onda de choque transversal na zona de secção constante do ejtor.

Primeiramente, foi realizada a validao do modelo com dados publicados na literatura. Os resultados indicaram que o fluxo primário do ejtor foi simulado com um erro máximo de 14%. De seguida, o modelo foi testado para várias condições operacionais típicas de sistemas transcrticos de CO₂ para aplicaes de refrigerao e ar-condicionado e foi analisado como a geometria do ejtor e o desempenho do ciclo são afetados pela variao da presso de arrefecimento, da temperatura na saída do arrefecedor e da presso de evaporao. Os resultados obtidos evidenciaram que existe um COP máximo para uma presso de arrefecimento entre 8,5 MPa e 10 MPa. O COP máximo obtido foi de 2,84 para uma presso de evaporao de 3,5 MPa, com uma taxa de compressão do ejtor de 1,3 e temperatura à saída do arrefecedor de 35 °C para uma presso ótica de arrefecimento de 8,5 MPa. Observou-se ainda que para este intervalo o desempenho e a razo de áreas do ejtor são bastantes sensíveis à variao da temperatura à saída do arrefecedor, sendo que esta sensibilidade diminui com a decréscimo da presso de evaporao.

Pela a análise de resultados, pôde-se concluir que a introdução de um ejtor para a recuperao de trabalho de expanso apresenta melhorias até 20% face ao ciclo transcrtico de CO₂ convencional e que o desenvolvimento de tecnologias que permitam variar a geometria do ejtor podem ser uma boa soluo para sistemas com condições operacionais não constantes.

Modeling CO₂ transcritical ejector design for refrigeration systems

Abstract

Carbon dioxide is a natural refrigerant with low ozone depletion and global warming potential, with increasing attention of the refrigeration market. Nevertheless, the transcritical CO₂ cycle is characterized by its high compression needs which make it less efficient when compared with the conventional refrigeration systems. Considering today's problem of energy sustainability, studies have been carried out to find measures to improve the efficiency of these systems. As a solution, two-phase CO₂ ejectors can be used for the recovery expansion work in refrigeration and air conditioning systems. The goal of the present work is to develop a thermodynamic model for dimensioning ejectors a CO₂ transcritical cycle and to understand how the operating conditions affect the systems performance and ejector geometry.

The model was implemented in the *EES*[®] software by applying mass, energy and momentum balances along the components using real fluid properties of CO₂, rather than ideal gas assumptions. It was that the system operates as steady-state and the adiabatic ejector reaches double choking conditions. No transport losses were considered between the components of the cycle and an isentropic efficiency was attributed to compressor. The two-phase flow along the ejector was considered in pressure and temperature equilibrium and the irreversibilities due to friction were accounted by isentropic constants. It has been considered that a single transversal shock wave occurs on the ejector constant cross-section area.

First, the model was validated by comparison between simulated motive flow and published experimental data. The results showed that the motive flow was calculated with a maximum error of 14%. The model was then tested for typical CO₂ transcritical operating conditions and was analysed how the ejector geometry and cycle performance are affected by the variation of gas-cooler outlet temperature and pressure and evaporation pressure. The results showed the existence of a maximum COP for a gas cooler pressure between 8,5 MPa and 10 MPa. A maximum COP of 2,84 was found at an evaporation pressure of 3,5 MPa, an ejector compression ratio of 1,3, gas cooler outlet temperature of 35 °C and a gas cooler pressure of 8,5MPa. It was also observed that for this gas cooler pressure range, system performance and ejector area ratio are quite sensitive to the gas cooler outlet temperature, both decreasing with decreasing evaporation pressure.

From the analysis, it can be concluded that the use of a two-phase ejector for the recovery of expansion work presents improvements up to 20% over the conventional CO₂ transcritical cycle and the development of technologies that allow a variable ejector geometry would be a solution for refrigeration systems working under changing operating conditions.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Szabolcs Varga, pelo seu auxílio e disponibilidade durante toda a realização desta dissertação.

Gostaria também de deixar um apreço a todos os meus amigos que me acompanharam e se fizeram presentes ao longo deste trabalho, nomeadamente o grupo Toretos e o grupo Associação Chinelos.

Por último, queria louvar todo o esforço por parte dos meus pais por tornarem possível a oportunidade de realizar esta dissertação.

Índice

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento geral do consumo de energia	1
1.2	Eficiência energética	2
1.3	Os fluidos frigorigéneos e o meio ambiente	3
1.4	Refrigerantes naturais	6
1.5	Definição dos objetivos principais	8
1.6	Estrutura da dissertação	8
2	Ciclo transcrito de CO ₂	9
2.1	Ciclo transcrito de CO ₂ idealizado	9
2.2	Ciclo transcrito de CO ₂ com ejetor	14
3	Ejetor para a recuperação de trabalho de expansão	19
3.1	Princípios de funcionamento e classificação de ejetores	19
3.2	Indicadores de desempenho do ejetor	22
3.3	Influência das condições operacionais no desempenho do ejetor	24
4	Desenvolvimento do modelo	27
4.1	Modelação do ciclo termodinâmico	27
4.2	Modelação unidimensional do escoamento do CO ₂ no interior do ejetor	28
5	Discussão de resultados	35
5.1	Validação do modelo desenvolvido	35
5.2	Análise do desempenho do sistema	36
5.3	Efeito das condições operacionais na geometria do ejetor	38
6	Conclusões gerais e sugestões para trabalhos futuros	43
	Referências	45
	Anexos	49

Nomenclatura

Nomenclatura

a	Velocidade do som	$[m/s]$
A	Área	$[m^2]$
COP	Coeficiente de desempenho de ciclos frigoríficos	
ΔCOP	Diferença relativa de desempenho entre os ciclos com e sem ejeto	
c_p	Calor específico a pressão constante	$[kJ/kg^{\circ}C]$
d	Diâmetro	$[m]$
E	Consumo energético anual	$[kJ/ano]$
h	Entalpia específica	$[kJ/kg]$
L	Comprimento, Emissões anuais de fluido	$[m], [kg/ano]$
m	Quantidade de refrigerante	$[kg]$
\dot{m}	Caudal mássico	$[kg/s]$
Ma	Número de Mach	
n	Tempo de vida do sistema	$[anos]$
P	Pressão relativa	$[MPa]$
P_{cr}	Pressão crítica	$[MPa]$
\dot{Q}	Potência calorífica	$[kW]$
R_c	Taxa de compressão do ejeto	
r_A	Razão de área do ejeto	
s	Entropia específica	$[kJ/kg^{\circ}C]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
T_{cr}	Temperatura crítica	$[^{\circ}C]$
V	Velocidade, Volume de fluido comprimido	$[m/s], [m^3]$

x	Título	
\dot{W}	Trabalho	$[kW]$

Símbolos do alfabeto grego

α	Fração volúmica	
β	Coeficiente de expansão térmica	$[K^{-1}]$
η	Rendimento	
λ	Taxa de arrastamento	
ρ	Massa volúmica	$[kg/m^3]$
θ	Ângulo com o eixo do ejetor	$[^\circ]$

Subscritos

0	Evaporador
a	Arrefecedor de gás
a, ex	Saída do arrefecedor de gás
$arref$	Arrefecedor de gás
as	Secção depois da onda de choque
c	Entrada do compressor
$comp$	Compressor
$conv$	Ciclo convencional
d	Saída do ejetor
dif	Difusor
div	Divergente do bocal primário
e	Elétrico
ej	Ejetor
$evap$	Evaporador

<i>g</i>	Térmico
<i>in</i>	Entrada
<i>is</i>	Isentrópico
<i>l</i>	Líquido
<i>m</i>	Zona de área constante
<i>máx</i>	Máximo
<i>Ót</i>	Ótimo
<i>out</i>	Saída
<i>p</i>	Escoamento primário
<i>p1</i>	Escoamento primário na secção de saída do bocal primário
<i>py</i>	Escoamento primário na secção da garganta hipotética da câmara de sucção
<i>s</i>	Escoamento secundário, Saída do evaporador
<i>s1</i>	Escoamento secundário na secção de saída do bocal primário
<i>sep</i>	Separador de fases
<i>sup</i>	Sobreaquecimento
<i>sy</i>	Escoamento secundário na secção da garganta hipotética da câmara de sucção
<i>t</i>	Teórico, Total
<i>th</i>	Garganta do bocal primário
<i>v</i>	Vapor
<i>y</i>	Garganta hipotética da câmara de sucção

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Esquema de um ciclo transcrito simples.....	9
Figura 2.2 - Diagrama p-h do ciclo transcrito de CO ₂ idealizado. Adaptado de [23].....	10
Figura 2.3 - Influência da variação de pressão do lado de alta na capacidade de refrigeração específica (q_0), no trabalho específico de compressão (w) e no COP num ciclo transcrito de CO ₂ . Para os resultados considerou-se uma compressão isentrópica, uma temperatura de evaporação de 5 °C e uma temperatura à saída do arrefecedor de 35 °C (esquerda) e de 50 °C (direita) [23].....	11
Figura 2.4 - Diagramas $P - V$ de um compressor para CO ₂ e R134a, para o mesmo efeito frigorífico (π : razão de pressões; P_m : pressão média efetiva) [23].....	13
Figura 2.5 - Esquema de um ciclo transcrito de CO ₂ com ejetor. Adaptado de [29].....	15
Figura 2.6 - Diagrama p-h do ciclo transcrito de CO ₂ [29].	16
Figura 2.7 - Esquema de um ciclo com ejetor <i>Split</i> . Adaptado de [29].....	17
Figura 2.8 – Ciclo transcrito de CO ₂ <i>booster</i> com ejetores em paralelo proposto por Hafner et al. para um supermercado [40].	18
Figura 3.1 – Esquema do ejetor com perfis qualitativos de pressão e velocidades correspondentes.	19
Figura 3.2 – Esquema da geometria do jato primário à entrada da secção de mistura. Adaptado de [42].....	20
Figura 3.3 – Variação do título do escoamento bifásico de CO ₂ ao longo de um ejetor transcrito. Adaptado de [43].	21
Figura 3.4 - Curva característica do ejetor: taxa de arrastamento λ em função da pressão de saída, para condições de entrada conhecidas. Adaptado de [47].	22
Figura 3.5 - Variação da taxa de arrastamento e do <i>lift</i> com a variação de (a) pressão de arrefecimento e (b) temperatura à saída do arrefecedor de gás. Adaptado de [49].	24
Figura 3.6 - Variação da taxa de arrastamento e do <i>lift</i> com a variação da temperatura de evaporação. Adaptado de [49].	25
Figura 4.1 – Esquema de um ejetor com as dimensões principais do ejetor a serem determinadas pelo modelo.	27
Figura 4.2 – Variação da velocidade do som com a fração de vapor de um fluxo bifásico a uma dada pressão. Adaptado de [54].....	29
Figura 5.1 – Comparação dos caudais primários calculados pelo modelo com os de três trabalhos disponíveis na literatura.	35
Figura 5.2 – Variação da pressão ao longo do eixo do ejetor.....	36
Figura 5.3 - Variação de \dot{m}_p e do COP com a P_a para diferentes valores de $T_{a,ex}$ e P_0	37
Figura 5.4 – Variação do indicador ΔCOP com P_a para diferentes valores de R_c e P_0	38
Figura 5.5 - Variação de r_A e do COP com a P_a para dois valores de $T_{a,ex}$ diferentes.	38
Figura 5.6 - Variação de r_A e do COP em função de P_0 para dois valores de $T_{a,ex}$ diferentes.	39
Figura 5.7 – Variação das dimensões do ejetor em função de P_a para r_A , P_0 e R_c constantes.	40
Figura 5.8 - Variação das dimensões do ejetor com P_a para um valor fixo de r_A	40
Figura 5.9 - Variação das dimensões do ejetor com P_0 para um valor fixo de r_A	41

Índice de Tabelas

Tabela 1.1 – Efeitos ambientais de alguns refrigerantes. Adaptado de [14]	4
Tabela 2.1 - Propriedades do CO ₂ . Adaptado de [21]	11
Tabela 5.1 - Comparação das dimensões calculadas com as da literatura	36

1 Introdução

1.1 Enquadramento geral do consumo de energia

A energia é um bem precioso da era moderna. O seu uso afeta em grande escala o desenvolvimento da sociedade. Isto porque, vivemos numa sociedade, maioritariamente, industrializada, onde é necessário a utilização de máquinas na indústria, agricultura, conservação e transporte de alimentos e pessoas, na tecnologia, nas comunicações, entre outros [1]. Com isto, percebe-se que as fontes de energia primária, especialmente os combustíveis fósseis, são de grande importância no desenvolvimento e estabilidade económica a nível mundial.

Até à primeira metade do século XX, a disponibilidade de energia foi quase ilimitada. O petróleo era uma fonte barata e não havia a consciência coletiva sobre os impactos ambientais decorrentes da sua utilização em grande escala. A difusão dos meios eletrónicos, o crescimento económico em determinadas regiões do mundo, o crescimento populacional e o aumento do número de automóveis em circulação, são alguns dos fatores que ampliaram o consumo de energia mundial [1-4]. Este aumento de necessidade energética, juntamente com o acréscimo da dependência dos combustíveis fósseis (com destaque no petróleo), conduziu a uma série de problemas económicos, ambientais e, consequentemente, sociais. Tendo em conta que a utilização de combustíveis fósseis não é sustentável, o consumo excessivo destes pode levar ao esgotamento das suas jazidas, conduzindo a uma crise energética. Esta crise energética que se manifesta atualmente, faz com que o preço dos combustíveis, eletricidade e do produto final suba. As atuais tendências demográficas, económicas, sociais e tecnológicas representam grandes desafios para a sustentabilidade a longo prazo, do sistema energético mundial. Em caso de ausência de novas medidas, prevê-se que entre 2011 e 2030 o consumo de energia e de CO₂ aumente mais de metade (53% e 55% respetivamente), e o mix de energia aumente mais de metade e manter-se-á dominado pelos combustíveis fósseis (cerca de 80%) [5]. Neste cenário, o consumo de energia aumenta de 12467 Mtep (milhões de toneladas equivalentes de petróleo) em 2008 para 14765 Mtep em 2020 [5]. É esperado que mais de 70% do crescimento seja por parte dos países desenvolvidos [5]. Pode-se tomar como exemplo a China, em que o aumento de consumo de energia primária entre os anos 1980 e 2011 foi de 435,70 Mtep para 2614 Mtep [3]. Uma grande fatia do consumo energético mundial deve-se aos sistemas de refrigeração. O controlo de temperatura é uma necessidade vital em algumas áreas: na biologia e medicina, seja na conservação de esperma e de vacinas, banco de tecidos ou em processos de anestésias locais; na indústria química, quando necessário efetuar a separação, concentração ou purificação de substâncias por congelação; na construção civil, com as pistas de patinagem, congelação de solos, etc.; na metalurgia, para o arrefecimento das máquinas de corte aumentando a resistências dos materiais; no condicionamento de ar; e especialmente na conservação de produtos perecíveis, sabendo que estes quando sujeitos a uma temperatura elevada sofrem na sua maioria uma degradação muito rápida perdendo características qualitativas, desvalorizando-se comercialmente ou tornando-se mesmo impróprios para consumo [6]. Segundo o Instituto

Internacional de Refrigeração (IIR), 15% da eletricidade consumida em todo o mundo é usada para refrigeração [7]. Estima-se que 50% de toda a energia consumida num supermercado é associado aos processos de refrigeração [7]. Os sistemas de refrigeração sempre foram idealizados apenas tendo em conta as necessidades de refrigeração. Contudo, devido à crise energética e às ameaças ambientais presentes atualmente, existe a preocupação e o dever de conduzir estudos focados no desenvolvimento de novas soluções para o melhoramento da eficiência dos sistemas de refrigeração. O principal desafio é cumprir o objetivo vinculativo, fixado pelos Chefes de Estado e dos Governos dos 27 Membros de Estado da União Europeia (UE) em março de 2007, para aumentar a eficiência energética em 20% e aumentar em 20% o uso de energias renováveis até 2020 [8].

É necessário haver também a preocupação com o impacto do nosso estilo de vida no meio ambiente e as consequências que isso pode trazer para o nosso quotidiano. A poluição ambiental representa um grande risco para toda a vida do nosso planeta. Não só devido aos efeitos nocivos locais de diferentes poluentes, mas também por causa dos desequilíbrios produzidos em grande escala em todo o planeta [9]. O efeito de estufa determina, em grande parte, o clima da Terra e o aumento das emissões de gases com efeito de estufa associados a atividades humanas compromete o equilíbrio climático atual. O aquecimento, o condicionamento de ar e a refrigeração contribuem significativamente, direta e indiretamente, para este aumento.

1.2 Eficiência energética

Nos dias correntes, a eficiência energética tem um lugar importante na agenda política da maioria dos países desenvolvidos. A importância da eficiência energética como um objetivo político está ligada a benefícios comerciais, de competitividade industrial e de segurança energética, bem como a benefícios ambientais cada vez maiores, como a redução das emissões de CO₂ [10]. A eficiência energética é um termo genérico, e não há uma medida quantitativa inequívoca de "eficiência energética". Maioritariamente, em vez disso, é necessário uma série de indicadores para quantificar as mudanças na eficiência energética. Em geral, eficiência energética refere-se à utilização de menos energia para produzir a mesma quantidade de serviços ou efeito útil [10]. Por exemplo, no setor industrial, a eficiência energética pode ser medida pela quantidade de energia necessária para produzir uma tonelada de produto. Por isso, a eficiência energética (η) geralmente é definida pela proporção simples:

$$eff = \frac{\text{efeito útil}}{\text{esforço}} \quad (1.1)$$

Quando se está a analisar a eficiência de um sistema de refrigeração, o efeito útil é sempre o efeito frigorífico (\dot{Q}_e), que representa a potência térmica removida do espaço que se pretende refrigerar. O esforço, por sua vez, é a potência fornecida ao sistema e pode assumir várias formas, dependendo se o ciclo é acionado térmica (\dot{Q}_g) ou por trabalho (\dot{W}). Tipicamente, o melhoramento da eficiência de um sistema de refrigeração traduz-se por um aumento de desempenho do mesmo. Este incremento de desempenho pode ser realizado através de alterações na arquitetura do ciclo, na alteração do fluido de trabalho utilizado, na substituição ou reparação de equipamentos, entre outros [11].

O desempenho de um ciclo de refrigeração é, geralmente, apresentado em termos do coeficiente de desempenho (COP). Para um sistema de refrigeração de compressão de vapor acionado por trabalho o COP é dado pela razão:

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (1.2)$$

Pela equação 1.2 pode-se notar que o aumento da eficiência do sistema pode ser realizado pelo o aumento relativo do efeito frigorífico (\dot{Q}_e) ou pela redução do trabalho fornecido ao sistema

(\dot{W}). Contudo, o \dot{Q}_e é determinado pelas necessidades frigoríficas que cumpram com a finalidade do sistema, pelo que este valor está condicionado pelas condições de projeto. Por esta razão, na realidade, o caminho certo para melhorar o COP de um sistema é baixar o valor de \dot{W} (consumo elétrico) dos compressores existentes. Além das soluções tecnológicas (componentes), as propriedades termofísicas do fluido de trabalho também têm uma influência significativa na eficiência e durabilidade dos sistemas de refrigeração, a sua escolha adequada é muito importante na realização de projetos.

1.3 Os fluidos frigorígenos e o meio ambiente

As máquinas frigoríficas funcionam seguindo um ciclo, onde um fluido de trabalho sofre vários tipos de alterações do seu estado físico. Estes fluidos de trabalho são também chamados fluidos frigorígenos (refrigerantes). O refrigerante absorve calor de um espaço (fonte fria) e rejeita-o para outro (fonte quente, geralmente o exterior), normalmente por meio da evaporação e condensação [9]. De um modo geral, pode-se definir um refrigerante como sendo um corpo ou uma substância que atua como agente arrefecedor com a finalidade de extrair calor de um outro corpo ou substância [6].

As transições de refrigerantes que transformaram os últimos 80 anos, e mais memoráveis, os últimos 20-25 anos, refletem mudanças sucessivas em critérios de seleção e em desenvolvimentos técnicos significativos [12]. Além de ter as propriedades termodinâmicas desejadas, um refrigerante ideal deve ser não tóxico, não inflamável, pouco viscoso e muito bom condutor térmico, completamente estável dentro de um sistema e abundantemente disponível ou fácil de fabricar. Também deve ser auto lubrificante (ou pelo menos compatível com lubrificantes comuns), estável na presença dos outros materiais utilizados no fabrico e manutenção de sistemas de refrigeração, fácil de manusear e detetar, e de baixo custo. Não deve exigir pressões extremas (altas ou baixas) nos componentes que fazem parte do ciclo [6, 12].

Nas últimas décadas, o impacto dos fluidos frigorígenos no meio ambiente tornou-se um grande problema [13]. Como consequência, a seleção dos refrigerantes passou a ser feita não apenas com base no desempenho do ciclo, mas também segundo o seu impacto ambiental. Os dois grandes impactos dos refrigerantes que serão abordados em seguida são a contribuição para a diminuição da camada de ozono e o aquecimento global.

1.3.1 Depleção da camada de ozono

Um dos componentes com menor concentração na atmosfera, o ozono, tem importância na manutenção do equilíbrio ecológico. O ozono é distribuído principalmente entre a estratosfera (80-90%) e a troposfera constituindo a camada de ozono. Qualquer perturbação da concentração de ozono atmosférico (que varia entre 0 e 10 ppm, dependendo das regiões) tem efeitos diretos e imediatos sobre a vida [9]. A vida na Terra foi salvaguardada por milhares de anos por causa desta camada protetora, atuando como escudo contra a radiação ultravioleta, nociva para os seres vivos, proveniente do sol [14].

O primeiro problema ambiental identificado com a utilização dos refrigerantes, quando libertados para a atmosfera, foi a depleção da camada estratosférica de ozono. Até inícios dos anos 70, ninguém se preocupou que a atividade humana fosse uma ameaça à camada de ozono. Os refrigerantes de halocarbonetos são moléculas, maioritariamente produzidas artificialmente, que consistem em carbono e pelo menos um dos halogénios (flúor, cloro, iodo e bromo). Estes foram sintetizados pela primeira vez em 1928 para aplicações industriais, como propulsores de aerossóis, no fabrico de espumas, em refrigeração e ar condicionados e como solventes de limpeza [14]. Fazem parte deste grupo de compostos os clorofluorcarbonetos (CFCs), os hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs) e os hidrofluorcarbonetos (HFCs). Os CFCs e os HCFCs foram utilizados durante décadas como refrigerantes [14], devido às suas desejáveis

propriedades termofísicas. Os CFCs como R12, R11, R114 e R502, juntamente com o HCFC R22 tornaram-se os refrigerantes mais utilizados. Estes permitiram a expansão da refrigeração nos setores comercial, doméstico, e de ar condicionado [15].

A contribuição para a diminuição da camada de ozono de um refrigerante é frequentemente medida por uma unidade comparativa denominada de Potencial de Destruição do Ozono (ODP – Ozone Depletion Potential). O ODP representa a razão entre o impacto de uma dada substância química no ozono quando comparada ao impacto da mesma massa de R11, sendo a este atribuído um valor de unidade. Foi estimado que os CFCs contribuem com quase 70% dos produtos químicos sintéticos com impacto na diminuição da camada de ozono [14]. A Tabela 1.1 mostra o valor de ODP de alguns refrigerantes.

A confirmação da ameaça dos CFCs à camada de ozono levou a um acordo internacional, conhecido por o histórico Protocolo de Montreal (1987), e regulamentos, regionais e nacionais, para eliminar as substâncias destruidoras do ozono (SDO) [12]. O Protocolo de Montreal é um texto fundamental que estabelece um calendário para a redução da produção e do consumo de CFCs e suas misturas. Em 1990, devido à continuada redução da camada de ozono, os países

Tabela 1.1 – Efeitos ambientais de alguns refrigerantes. Adaptado de [14]

Grupo de Composição	Refrigerantes	ODP	GWP (horizonte de 100 anos) (Pág. 5)
CFCs	R11	1	3800
	R12	1	8100
	R113	0.8	4800
	R114	1	9000
	R115	0.6	9000
HCFCs	R22	0.055	1500
	R123	0.02	90
	R124	0.022	470
	R141b	0.11	630
	R142b	0.065	2000
HFCs	R23	0	11700
	R32	0	650
	R125	0	2800
	R134a	0	1300
	R143a	0	3800
	R152a	0	140
Refrigerantes Naturais	R290	0	3
	R600a	0	3
	R1270	0	2
	R717	0	0
	R718	0	0
	R744	0	1

subscritores do Protocolo de Montreal procederam a alterações ao mesmo (revisão de Londres), e em 1992 introduziram-lhe ainda medidas mais drásticas (revisão de Copenhaga) [6]. Ficou então estabelecido que em 1995 seria o fim da produção de CFCs e que a utilização de HCFCs seria gradualmente eliminada:

- 2004 a 2009: menos 35% da quantidade de referência de 1989;
- 2010 a 2014: menos 65%;
- 2015 a 2019: menos 90%;
- 2020 a 2029: menos de 99,5%
- 2030: fim do consumo.

A necessária substituição dos CFCs e HCFCs veio dar, novamente, oportunidade à utilização de alguns refrigerantes naturais (ver secção 1.4), como também aos HFCs, que já eram anteriormente bem conhecidos, contudo eram evitados devido à sua miscibilidade como outros lubrificantes de óleo mineral, utilizados em compressores comuns [12]. O uso de outros fluidos como o amoníaco e o do dióxido de carbono começou a crescer nas aplicações de refrigeração comercial, por vezes acompanhados com refrigerantes secundários, ou até mesmo, no caso do dióxido de carbono, como refrigerante secundário. O uso do dióxido de carbono também despertou especial atenção na reaparição dos aquecedores de água de bomba de calor (HPWHs – Heat Pump Water Heaters), especialmente no Japão e, mais tarde, na Europa do Norte. Porém, o R-134a, um HFC, usado também em HPWHs, cresceu mais rapidamente globalmente, sendo atualmente o refrigerante mais utilizado em novos equipamentos em todo o mundo [12]. De acordo com a mais recente avaliação científica da Organização Mundial de Meteorologia e do PNUMA (Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente), a camada de ozono poder-se-á recuperar, em grande parte, até 2050.

1.3.2 Contribuição dos fluidos frigorigêneos para o aquecimento global

O aquecimento global é provavelmente o problema ambiental mais severo enfrentado pela civilização nos dias de hoje. O risco dos seus efeitos foi descrito como um desastre ambiental, devido às consequentes futuras grandes alterações climáticas [15]. O Quarto Relatório de Avaliação (AR4 - Fourth Assessment Report) do Painel Intergovernamental de Mudanças Climáticas (IPCC – Intergovernmental Panel on Climate Change) mostra o último consenso científico, concluindo que “o aquecimento do sistema climático é inequívoco, como é agora evidente a partir de observações de aumentos na temperatura média global do ar e dos oceanos, derretimento generalizado da neve e do gelo e aumento do nível médio global do mar”. A avaliação concluiu também que “a maior parte do aumento das temperaturas médias globais observado, desde meado do séc. XX, é devido ao aumento nas concentrações antropogénicas de gases com efeito de estufa” e que “influências humanas estendem-se agora a outros aspetos do clima, incluindo o aquecimento dos oceanos, temperaturas médias continentais, temperaturas extremas e padrões de vento” [16].

O efeito de estufa é causado por uma manta de gases, situados na atmosfera superior, que reflete o calor da radiação de volta para a superfície terrestre, mantendo o calor na atmosfera. Este efeito é intensificado pela libertação dos chamados gases com efeito de estufa para a atmosfera [15]. Os refrigerantes, mais concretamente os que possuem uma vida atmosférica longa e grande número de ligações carbono-flúor, foram identificados como gases com efeito de estufa [17]. A maneira mais recorrente de quantificar este impacto dos refrigerantes é através do índice de cálculo Potencial de Aquecimento Global (GWP – Global Warming Potential). O GWP representa a massa equivalente de dióxido de carbono necessária para absorver a radiação como um quilograma da substância em questão, num dado período de tempo. Foi fixado o valor da unidade para o dióxido de carbono, para um horizonte de 100 anos [6]. O Protocolo de Kyoto

(1997), de acordo com o Quadro da Convenção das Nações Unidas de Mudanças Climáticas (UNFCCC – United Nations Framework Convention on Climate Change), estabelece metas vinculativas para as emissões de gases com efeito de estufa, com base em equivalentes de dióxido de carbono, metano, óxido nitroso, HFCs, perfluorcarbonetos (PFCs) e hexafluoreto de enxofre [18]. As diretivas do Protocolo diferem um pouco de país para país, no entanto, proíbem libertações evitáveis de HFCs ou até, em alguns países, eliminam (ou taxam) o seu uso. As medidas mais recentes (adotadas ou propostas) a nível regional, nacional, e municipal são ainda mais rigorosas. Estas restrições estão a forçar mudanças para uma nova geração de refrigerantes definida pelo foco no aquecimento global. O Parlamento Europeu estabeleceu o calendário de uma diretiva que proíbe os refrigerantes com flúor (“F-Gas”) com GWP superiores a 150 para 100 anos integrados, em aparelhos de ar condicionado nos novos modelos de automóveis a partir de 2011 e para todos os automóveis a partir de 2017. Em destaque nestes refrigerantes é o R134a [19].

O dióxido de carbono é o composto químico usado como referência para o cálculo do GWP porque tem o maior impacto líquido no aquecimento global. Porém, existem outros produtos químicos, incluindo a maioria dos refrigerantes, mais potentes como gases com efeito de estufa. A diferença advém da crescente abundância de dióxido de carbono na atmosfera. Esta diferença resulta, maioritariamente, do aumento dos processos de combustão utilizados para satisfazer as nossas necessidades energéticas [17].

Os aparelhos de ar condicionado, de calor e dispositivos de refrigeração contribuem também para o aquecimento global, tanto pela libertação direta de refrigerantes para a atmosfera, quanto pela emissão de dióxido de carbono (e outros gases com efeito de estufa) associado ao acionamento dos dispositivos. Estudos detalhados mostraram que, para a maioria das aplicações, a componente de emissões indireta, tem maior impacto que a componente direta [20]. Com o objetivo de melhor quantificar o impacto de um sistema frigorífico no meio ambiente, foi proposto um novo indicador designado por Impacto Total Equivalente de Aquecimento (TEWI – Total Equivalent Warming Impact) que tem em conta, não só o refrigerante, mas também a energia utilizada para o funcionamento da instalação [6]. O TEWI é calculado pela fórmula seguinte:

$$TEWI = (GWP \times L \times n) + (GWP \times m[1 - C]) + (n \times E \times \beta) \quad (1.4)$$

Na equação 1.4, GWP é o potencial de aquecimento global, L representa as emissões anuais do fluido em kg, n o tempo de vida do sistema em anos, m é a quantidade de refrigerante em kg, C é o fator de reciclagem (entre 0 e 1), E é o consumo de energia anual em kWh e β representa as emissões de dióxido de carbono em kg/kWh. O TEWI é um indicador que, para além do foco necessário na eficiência dos sistemas de refrigeração, avalia também a importância da utilização de refrigerantes naturais, no âmbito da proteção do meio ambiente.

1.4 Refrigerantes naturais

Refrigerantes naturais podem ser definidas como substâncias não sintéticas, que podem ser utilizadas como fluidos de trabalho em sistemas de refrigeração e aparelhos de ar condicionado. Fluidos frigorigéneos naturais são, por exemplo, os hidrocarbonetos (propano, butano e ciclopentano), CO₂, amoníaco, água e ar. Estes são às vezes referidos como “*The Gentle Five*”, cada um com uma área de aplicação diferente. Relativamente ao impacto ambiental os refrigerantes naturais têm baixo ou nenhum impacto negativo na camada de ozono nem nas alterações de clima. Com os dados de GWP e ODP na Tabela 1.1, é possível observar o favoritismo ambiental dos refrigerantes naturais, face a alguns dos refrigerantes mais utilizados. As vantagens dos refrigerantes naturais fizeram com que, nos últimos anos, o uso destes viesse

a aumentar em aplicações tradicionalmente servidas pelos variados fluorcarbonetos [13]. A principal desvantagem para alguns refrigerantes naturais prende-se com problemas de segurança (e.g. inflamabilidade dos hidrocarbonetos). Outro inconveniente dos refrigerantes naturais, é também a necessidade de avançar com o esforço de desenvolvimento de novos componentes e novas tecnologias que permitam alcançar eficiências desejadas no desempenho dos sistemas [21].

Atualmente, o amoníaco (R717) apenas é utilizado em grandes instalações industriais de frio, devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas e termofísicas, pelo preço e disponibilidade [6]. É aplicável para uma gama de temperaturas, desde o ar condicionado até aplicações de baixa temperatura. Como também é possível constatar na Tabela 1.1, o R717 tem valor nulo tanto de ODP como de GWP. A grande desvantagem do amoníaco é a sua toxicidade a altos níveis de concentração (acima dos 300 ppm) e a sua incompatibilidade com alguns materiais [21]. Embora o risco de intoxicação seja atenuado pelo seu forte odor, atuando como alerta para os seres humanos em caso de fuga, mesmo em concentrações baixas (5 ppm) [21]. Ao mesmo tempo, em espaços públicos pode provocar pânico entre os presentes [6].

Os hidrocarbonetos têm boas propriedades termodinâmicas e termofísicas. Como o amoníaco, os refrigerantes de hidrocarbonetos fornecem uma gama de pontos de ebulição com aplicabilidade desde a criogenia até a aparelhos de ar condicionado. Contudo, são altamente inflamáveis. Alguns dos hidrocarbonetos mais utilizados (R290, R600a e R1270) são também indicados na Tabela 1.1.

A água (R718) é outro refrigerante natural com um interesse elevado visto que não é tóxico nem inflamável, tem ODP e GWP nulo, é barato e abundante [14]. A água é amplamente utilizada como refrigerante em sistemas de absorção a alta temperatura de brometo de lítio-água (LiBr-H₂O), onde a água é o refrigerante e o brometo de lítio é usado como absorvente. O desafio para estes sistemas é que, mesmo um ciclo de absorção de efeito duplo tem apenas um COP levemente superior a 1. Embora permita atingir um COP alto em sistemas por compressão de vapor, estes sistemas a água apresentam uma série de características tecnológicas, como pressões de trabalho muito baixas (próximas de um vácuo quase perfeito) tornando difícil operar sem contaminantes (ar) e densidades extremamente baixas do vapor de água o que leva a necessidade de compressores capazes de processar taxas de fluxo volumétrico muito elevadas, limitando a sua aplicabilidade [21].

O dióxido de carbono é dos poucos refrigerantes naturais que não é tóxico nem inflamável. Surge então, como um dos mais promissores refrigerantes ecológicos para fornecer baixas temperaturas na indústria de refrigeração, devido às suas excelentes propriedades termodinâmicas e de transporte [22]. Atualmente, já se verifica o uso do dióxido de carbono como refrigerante em túneis e câmaras de congelação, recorrendo-se a sistemas em cascata. Os ciclos transcíticos de dióxido de carbono começaram também a ter difusão para o condicionamento de ar quer em habitações quer em veículos. Uma tendência já adotada por algumas indústrias de automóveis europeias, é a substituição dos compostos halogenados, principalmente o R134a, nos sistemas de ar condicionado. Existem também aplicações comerciais em supermercados, para produtos congelados, que já utilizam o dióxido de carbono [6]. Um dos motivos para que o CO₂ ainda não seja utilizado em grande escala, é o elevado trabalho de compressão que estes sistemas precisam para operar, devido às elevadas diferenças entre a pressão à entrada e saída do compressor que existem nestes ciclos. Ultimamente, surgem soluções como a utilização de um (ou mais) ejetor(es), que fazem com que certa quantidade da energia que seria perdida no processo de expansão seja recuperada para aumentar a pressão de entrada no compressor e assim diminuir o trabalho necessário do compressor, melhorando a eficiência dos sistemas. O ciclo com CO₂ vem apresentado com mais detalhe no capítulo 2.

1.5 Definição dos objetivos principais

O presente trabalho tem como objetivo principal a realização de um modelo matemático para calcular as principais dimensões de um ejetor para um sistema transcítico de CO₂ a operar em condições de desenho de projeto. O modelo é unidimensional e foi implementado no programa *EES*[®], que permite a resolução de sistemas de equações. Na literatura ainda não existem modelos para o dimensionamento de ejetores para ciclos transcíticos de CO₂ operando em condições de projeto, razão pela qual este trabalho obtém especial interesse. Este modelo tem como objetivo analisar como as condições operacionais do ciclo influenciam a geometria do ejetor, estudar a mais valia de um ejetor para o sistema transcítico de CO₂ e a possível necessidade de um ejetor de geometria variável. Assim, neste trabalho o sistema deve ser simulado para conseguir determinada potência frigorífica para várias condições operacionais, de modo a ser feita uma avaliação do seu desempenho e eficiência e da variação da geometria do ejetor. O sistema deve ser testado para condições operacionais típicas de ciclos transcíticos de CO₂ para que os resultados sejam os mais próximos possíveis de uma aplicação real.

1.6 Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida em seis capítulos. No presente capítulo, é feito um enquadramento deste trabalho no problema de sustentabilidade energética atual e apresentadas as vantagens e desvantagens da utilização de fluidos frigorigêneos naturais face ao meio ambiente.

No Capítulo 2 é realizado um estudo ao ciclo transcítico de CO₂, convencional e com ejetor. São explicados os seus funcionamentos e as suas principais características. No final deste capítulo é apresentado o estado de arte dos sistemas de refrigeração que fazem uso deste tipo de ciclo.

O Capítulo 3 é um estudo mais aprofundado do ejetor. Numa primeira fase é explicado em que se baseia o seu funcionamento e feita uma classificação dos ejetores. De seguida, são introduzidos alguns indicadores utilizados para avaliar o desempenho de um ejetor e por último, é explicado como as condições operacionais do ciclo transcítico de CO₂ influenciam alteram estes indicadores.

No Capítulo 4 estão presentes os pressupostos e as equações constituintes do modelo matemático desenvolvido para as várias secções do ejetor.

No Capítulo 5 primeiramente é efetuada a validação do modelo elaborado e são apresentados os resultados dos cálculos realizados e a sua discussão.

No último capítulo resumem-se as principais conclusões do trabalho e são sugeridas propostas para trabalhos futuros.

2 Ciclo transcítico de CO₂

2.1 Ciclo transcítico de CO₂ idealizado

Na Figura 2.1 e 2.2 encontra-se ilustrado um ciclo transcítico de CO₂ idealizado e o respetivo diagrama $P - h$. O ciclo é composto por um compressor, um arrefecedor de gás, um sistema de expansão, tipicamente uma válvula de laminagem, e um evaporador. No ciclo transcítico ideal, o fluido sai do evaporador no estado de vapor saturado (estado 1) e entra no compressor onde é comprimido isentropicamente até um estado supercrítico atingindo a pressão de arrefecimento (P_a). De seguida, passa pelo arrefecedor de gás e troca isobaricamente uma certa quantidade de calor (\dot{Q}_a) com o exterior, mantendo-se num estado supercrítico. Após arrefecido, o fluido expande na válvula de laminagem até atingir a pressão de evaporação (P_0) e segue para o evaporador já em estado de vapor húmido. No evaporador dá-se então o efeito frigorífico, onde o fluido troca uma quantidade de calor (\dot{Q}_0) com o espaço a refrigerar, até atingir o estado de vapor saturado.

Os balanços energéticos aplicados ao arrefecedor de gás e evaporador, funcionando em regime permanente, podem ser descritos pelas seguintes equações.

$$\dot{Q}_a = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad (2.1)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (2.2)$$

Nas equações 2.1 e 2.2, \dot{m} e h são o caudal mássico que passa no arrefecedor de gás e no evaporador e a entalpia do fluido em cada ponto correspondente. Por sua vez, o trabalho do compressor, é dado por:

$$\dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (2.3)$$

O COP do ciclo pode ser facilmente calculado por:

$$COP_t = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}} \quad (2.4)$$

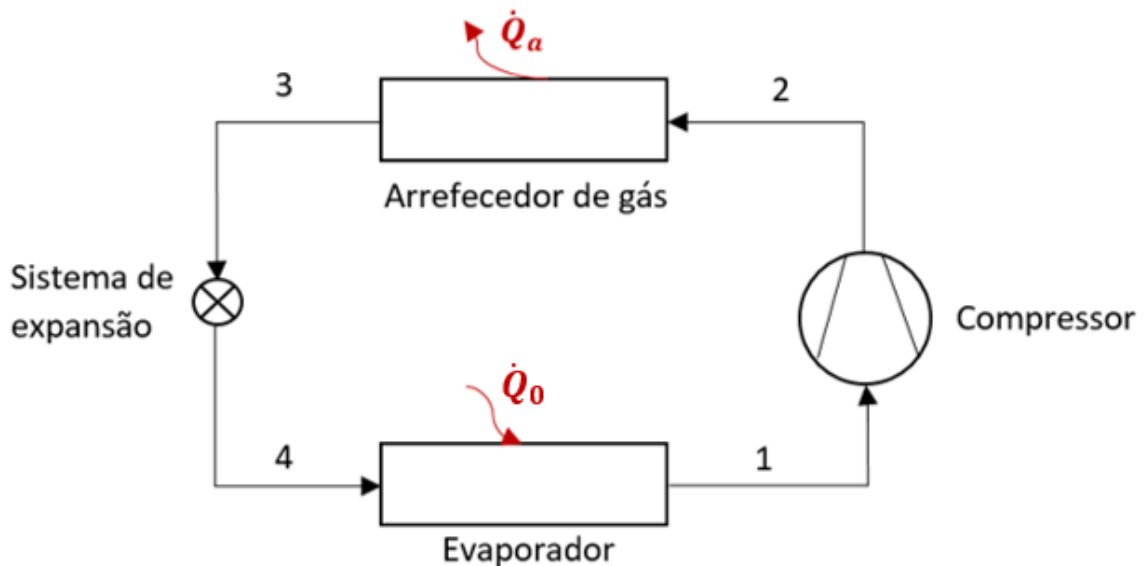


Figura 2.1 - Esquema de um ciclo transcítico simples.

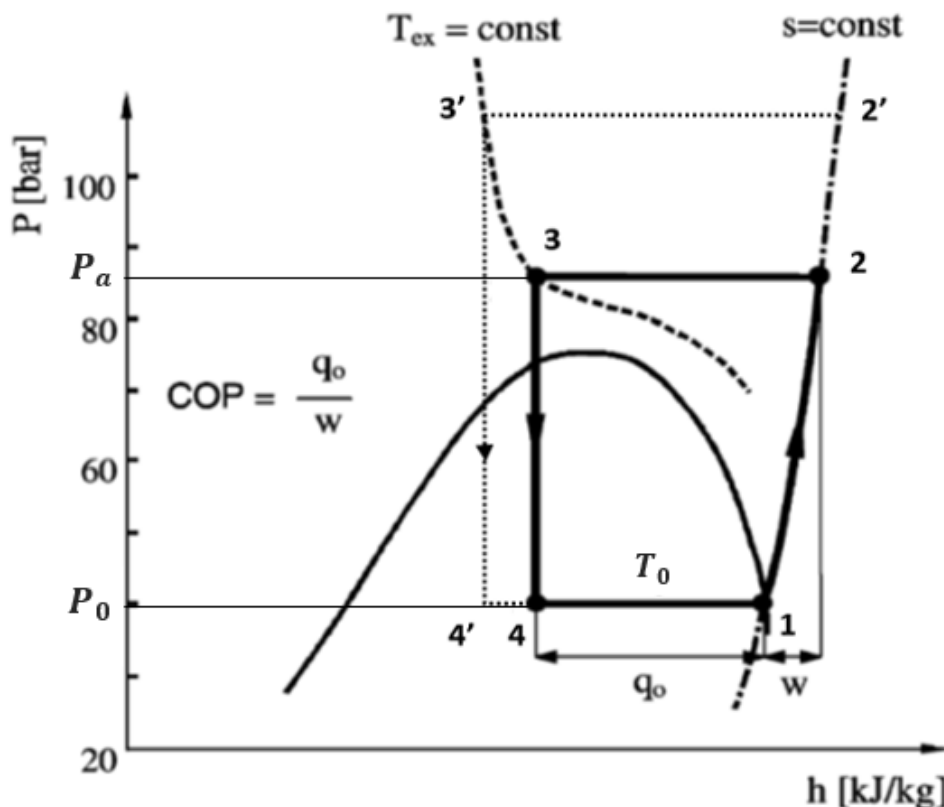


Figura 2.2 - Diagrama p-h do ciclo transcrito de CO₂ idealizado. Adaptado de [23].

Na verdade, no cálculo do COP do ciclo, é preciso ter em conta que o compressor não é isentrópico. De maneira a contabilizar as perdas existentes no compressor aplica-se um rendimento isentrópico para o mesmo (η_{is}). Neste caso, o COP do ciclo segue a seguinte expressão:

$$COP = \eta_{i_s} * COP_t \quad (2.5)$$

A eficiência isentrópica do compressor é majoritariamente afetada pela razão P_2/P_1 [24].

Recorrendo às entalpias dos estados identificados na Figura 2.2, pode-se também escrever:

$$COP = \eta_{is} \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} = \eta_{is} \frac{(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \quad (2.6)$$

A Figura 2.2 salienta que, a maior diferença entre o ciclo transcrito de CO₂ para os ciclos de compressão a vapor convencionais é a evolução de estado 2 → 3, em que para estes últimos a rejeição de calor ocorre durante um processo de condensação enquanto que para o ciclo transcrito de CO₂ existe apenas um arrefecimento a pressão constante. Isto deve-se à temperatura crítica do CO₂ ser relativamente baixa ($T_{cr} = 31,1\text{ }^{\circ}\text{C}$). A temperatura de rejeição de calor dos sistemas de refrigeração convencionais é frequentemente acima dos 30 °C, o que faz com que, no caso do CO₂, o sistema opere com temperaturas superiores à T_{cr} e por sua vez com pressões supercríticas ($P > 7,38\text{ MPa}$). Isto faz com que se trate de um ciclo transcrito em que, no processo 2 → 3, o fluido não condensa, simplesmente arrefece. Algumas propriedades do CO₂ que influenciam diretamente o ciclo e o seu desempenho estão resumidas na Tabela 2.1.

Em estado supercrítico a pressão é independente da temperatura, ao contrário do que acontece aquando dos estados de vapor húmido e de saturação. Isto influencia as condições de projeto dos ciclos transcíticos, visto que neste caso a entalpia à saída do arrefecedor de gás (estado 3)

Tabela 2.1 - Propriedades do CO₂. Adaptado de [21]

Massa molecular [kg/kmol]	44.0
Pressão crítica [MPa]	7.38
Temperatura crítica [°C]	31.1
Pressão reduzida ^a [MPa]	0.47
Temperatura reduzida ^b [°C]	0.90
Capacidade de Refrigeração [kJ/m³]	22545

a. Razão entre a pressão de saturação a 0 °C e a pressão crítica.

b. Razão entre a 273.15 K (0 °C) e a temperatura crítica (em K)

é uma função da temperatura e da pressão [23]. Por exemplo, analisando a Figura 2.2, se se considerar um aumento para P_a mantendo $T_{a,ex}$ constante, o estado 3 deslocar-se-á para a esquerda sobre a linha isotérmica ($T_{a,ex} = const$), como se pode ver com a evolução $2' \rightarrow 3'$. Com isto, a capacidade de refrigeração específica (q_0) e o trabalho de compressão específico (w) aumentam. Por sua vez, com estas alterações o COP do sistema também é afetado. Enquanto que nos sistemas convencionais o COP tende a baixar com o aumento da pressão de condensação, nos sistemas transcíticos de CO₂ existe um valor ótimo da pressão de arrefecimento. Para uma melhor compreensão deste efeito, a Figura 2.3 mostra a influência da variação de P_2 na capacidade de refrigeração, no trabalho específico e no COP obtidos por simulação através de variáveis adimensionais. Estes resultados são baseados em cálculos para um ciclo ideal, com a temperatura de evaporação constante ($T_0 = 5\text{ °C}$) e uma temperatura à saída do arrefecedor ($T_{a,ex}$) mínima de 35 °C (à esquerda) e 50 °C (à direita), também constantes

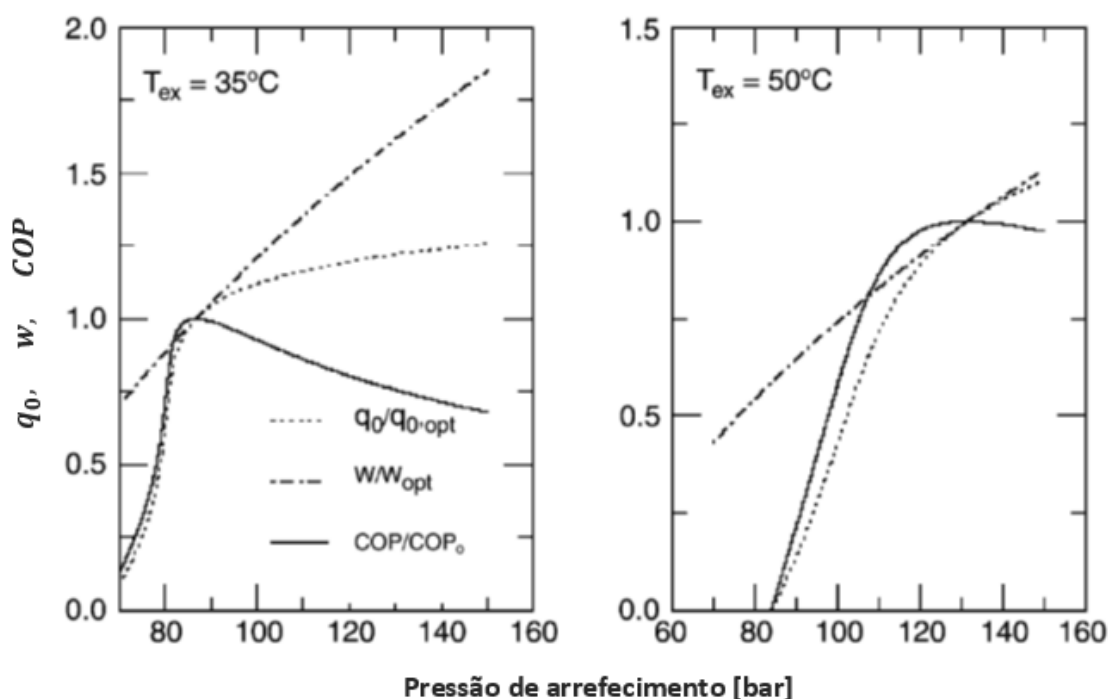


Figura 2.3 - Influência da variação de pressão do lado de alta na capacidade de refrigeração específica (q_0), no trabalho específico de compressão (w) e no COP num ciclo transcítico de CO₂. Para os resultados considerou-se uma compressão isentrópica, uma temperatura de evaporação de 5 °C e uma temperatura à saída do arrefecedor de 35 °C (esquerda) e de 50 °C (direita) [23].

[23]. Como se vê nos gráficos da Figura 2.3, à medida que P_a aumenta, o COP atinge um valor máximo (ótimo) acima do qual qualquer acréscimo de capacidade não compensa o trabalho de compressão adicional. Isto deve-se à inclinação das linhas isotérmicas (quase verticais) à esquerda do ponto crítico no diagrama $P - h$ e à linearidade das linhas isentrópicas. Sucessivos aumentos de P_a levam a aumentos maiores de w do que de q_0 , diminuindo assim o COP [6, 23]. À medida que $T_{a,ex}$ aumenta, P_a , correspondente a um COP ótimo do sistema ($COP_{máx}$), também aumenta de forma constante (quase linear) e a influência da variação da temperatura de evaporação (T_0) é muito pequena. Contudo, um aumento de T_0 resulta num aumento de P_0 e por sua vez num aumento do COP.

A eficiência do ciclo transcítico de CO₂ é bastante sensível à variação de $T_{a,ex}$. Uma pequena alteração de $T_{a,ex}$ pode produzir uma grande alteração na entalpia do refrigerante à saída do arrefecedor de gás (e à entrada do evaporador). O controlo desta pressão é essencial para que o sistema funcione sempre com a máxima eficiência. Como foi explicado anteriormente, a variação de P_2 influencia de maneiras diferentes tanto q_0 como o w . Posto isto, pode-se identificar a P_a ótima pela expressão:

$$\left. \frac{\partial COP}{\partial P_a} \right|_{P_a=P_{ót}} = 0 \quad (2.7)$$

Tendo também em conta a equação 2.5 e rearranjando as parcelas pode-se escrever:

$$\frac{\partial COP}{\partial P_a} = \frac{(h_2 - h_1) \left. \frac{\partial(h_1 - h_3)}{\partial P_a} \right|_{T_{ex}} - (h_1 - h_3) \left. \frac{\partial(h_2 - h_1)}{\partial P_a} \right|_s}{(h_2 - h_1)^2} = 0 \quad (2.8)$$

Que é equivalente a:

$$\left. \frac{\partial h_3}{\partial P_a} \right|_{T_{a,ex}} = -COP \left. \frac{\partial h_2}{\partial P_a} \right|_s \quad (2.9)$$

Pela equação 2.9, é possível concluir que é necessário conhecer uma equação de estado, aplicável ao CO₂ na região supercrítica, para que seja possível identificar P_2 ótima por meio analítico [6]. No lado supercrítico do ciclo, as propriedades do CO₂ podem ser descritas por uma equação de estado na forma:

$$P = P(v, T) = P\left(\frac{V}{m}, T\right) \quad (2.10)$$

O que significa que o controlo de P_a pode ser feito, de uma forma direta, pela variação da massa de refrigerante que passa no arrefecedor de gás ou pela variação do volume interior do próprio arrefecedor de gás [23]. A maneira mais frequente de efetuar este controlo é ajustando a válvula de laminagem à saída do arrefecedor de gás, alterando temporariamente o equilíbrio dos caudais mássicos que passam no compressor e na válvula. Esta válvula é programada para calcular o ponto de ajuste da pressão em função da temperatura ambiente. Os inputs do controlador são P_a e temperatura ambiente e o output do controlador irá modular a válvula de alta pressão [25]. Ao reduzir a abertura da válvula, a diminuição da quantidade de refrigerante que passa na válvula faz com que haja uma acumulação de refrigerante no lado de alta do ciclo, e assim, a pressão de alta é elevada até se atingir um novo equilíbrio. Supondo que a massa total de refrigerante é constante, é necessário adicionar ao ciclo uma unidade de armazenamento temporário de refrigerante (*buffer*) para que a quantidade de refrigerante do lado de alta possa ser variada sem inundar ou secar o evaporador [23]. O *buffer* pode ser introduzido entre a válvula e o evaporador, entre o evaporador e o compressor ou até mesmo em paralelo com a válvula, com adição de duas válvulas neste último caso. Outro método possível para efetuar este controlo é utilizar um compressor de frequência variável [25]. Convém notar que, apesar

destes métodos de controlo serem desenhados para operar em condições supercríticas, é necessário também ter em conta que o sistema pode operar em regime subcrítico devido às alterações de temperatura ao longo do ano.

Mesmo com um bom controlo de P_a , os sistemas transcíticos de CO₂ têm baixas eficiências relativas. Isto deve-se a vários motivos, entre os quais, e um dos mais notáveis, as elevadas diferenças de pressão de funcionamento dos compressores. Na Figura 2.5 encontram-se representados os diagramas ideais $P - V$ (com 4% de espaço morto) para a compressão do R134a e do CO₂ para a mesma capacidade de refrigeração a 0 °C. Observe-se como a razão de pressões (π) para o CO₂ é menor (3,1 em comparação com 5,0) e como as perdas por expansão para o CO₂ também são significativamente menores. Note-se também no volume do compressor para o R134a comparativamente à compacidade do compressor para o CO₂. Contudo, a diferença de pressões de funcionamento a que o compressor de CO₂ está sujeito são bastantes maiores (3,5 – 11 MPa).

Outra razão para a baixa eficiência destes sistemas, são as grandes perdas existentes no processo de expansão. O processo físico de expansão nestes sistemas é irreversível. O processo isentálpico de redução de pressão traz duas desvantagens: reduz o efeito frigorífico como também aumenta o trabalho de compressão. Isto resulta numa redução do COP quando comparado com um ciclo de refrigeração de Carnot ideal. A perda no processo de expansão de um ciclo frigorífico é dada pelas temperaturas, antes e depois da válvula de laminagem, e pelas propriedades do refrigerante. Devido ao alto calor específico e à baixa entalpia de evaporação do CO₂ perto do ponto crítico, a perda de capacidade de refrigeração (e consequente aumento de potência de compressão) torna-se grande [23]. Na Figura 2.3 pode-se perceber que para o ciclo transcítico idealizado de CO₂ o $COP_{m\acute{a}x} = 1$, o que é muito baixo quando comparado aos sistemas de refrigeração mais utilizados. Por esta razão é necessário aplicar certas modificações ao ciclo de modo a melhorar a sua eficiência.

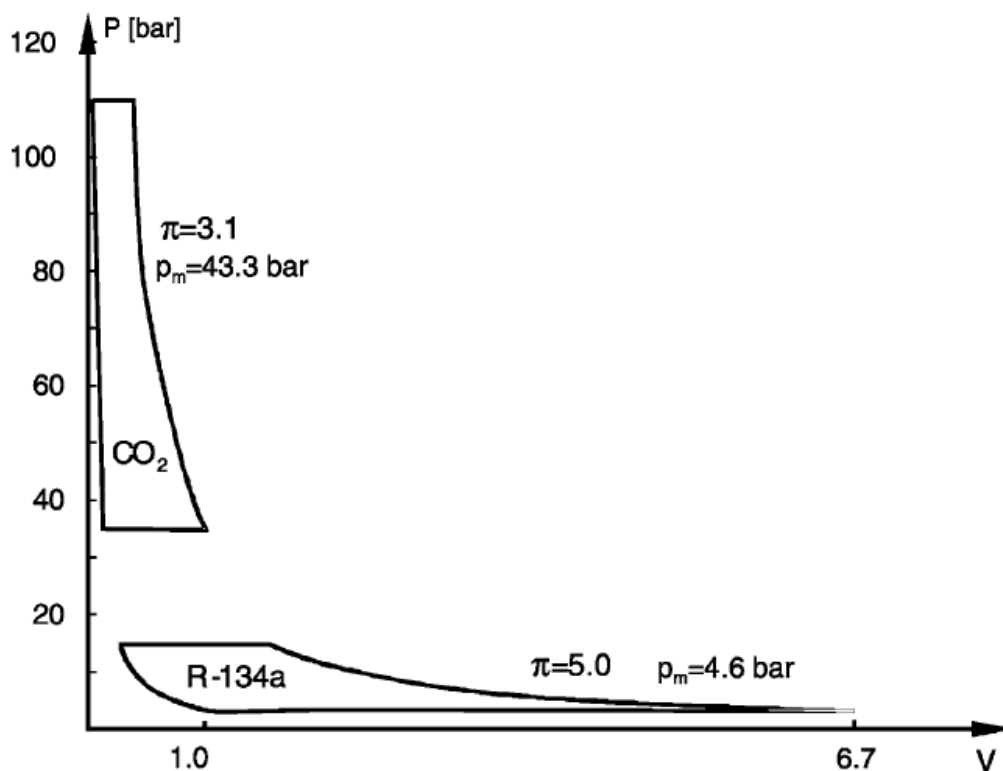


Figura 2.4 - Diagramas $P - V$ de um compressor para CO₂ e R134a, para o mesmo efeito frigorífico (π : razão de pressões; P_m : pressão média efetiva) [23]

2.2 Ciclo transcítico de CO₂ com ejetor

Muitos estudos analisaram o desempenho do ciclo transcítico de CO₂ com o objetivo de encontrar meios de melhorar a eficiência energética destes sistemas. Existem várias maneiras de melhorar a eficiência de um ciclo transcítico de CO₂. Uma das técnicas utilizadas é a introdução de um permutador de calor interno onde o escoamento que sai do arrefecedor de gás é arrefecido ao trocar calor com o escoamento que sai do evaporador [26]. Isto faz com que a entalpia à entrada do evaporador seja menor, aumentando assim o efeito frigorífico e consequentemente o COP do sistema. Cho et al. [27] mostrou que o permutador de calor interno pode aumentar o efeito frigorífico e o COP do ciclo até 11,9% e 9,1%, respetivamente. Robinson e Groll [28] constataram que o processo isentálpico de expansão num ciclo transcítico de CO₂ é um dos maiores contribuidores para a irreversibilidade do ciclo devido ao facto de que durante a expansão o refrigerante passa de um estado supercrítico para um estado bifásico (vapor húmido). Métodos que envolvem recuperação de trabalho de expansão são conhecidos por serem mais benéficos em termos de eficiência do ciclo [29]. Estes processos têm uma característica comum que é utilizarem a energia cinética libertada no processo de expansão do fluido, quando este passa do lado da alta para o lado da baixa pressão, para reduzir o trabalho de compressão em vez de ser dissipada na válvula de laminagem. Nestes casos o processo aproxima-se mais de uma expansão isentrópica em vez de isentálpica. Isto aumenta o efeito frigorífico, porque a entalpia específica à entrada do evaporador é menor. Heyl et al. [30] propuseram um cilindro de pistão livre para a expansão e compressão do refrigerante de forma a recuperar as perdas no processo de expansão. Contudo, a implementação e a conceção criavam a necessidade de dois estágios de compressão e aumentava a complexidade dos aparelhos de controlo. Robinson e Groll [28] estudaram a eficiência de um ciclo transcítico de CO₂ com e sem uma turbina de expansão. Concluíram que o COP do ciclo com uma turbina de expansão ($\eta_s = 60\%$) e sem permutador de calor interno é superior em média 25%, quando comparado com o COP do ciclo com permutador de calor interno e uma válvula de laminagem, ao invés da turbina. Contudo, introduzir uma turbina no ciclo tem custos associados comparáveis aos compressores, e não são opções viáveis para sistemas de refrigeração, especialmente de pequena escala, nem para a produção em massa de sistemas HVAC [29].

Outro método de melhorar a eficiência do ciclo transcítico de CO₂ é introduzir um ejetor no sistema. A utilização de um ejetor é uma das alternativas notáveis para a redução da irreversibilidade do processo de expansão [26]. Kornhauser [31] foi o primeiro a estudar o desempenho de um ciclo com ejetor simples. Liu et al. [32] realizou uma análise termodinâmica ao ciclo transcítico de CO₂ baseado na ideia de Kornhauser. Neste ciclo, um ejetor é utilizado no processo de expansão em vez de uma válvula de laminagem. Um ejetor é um componente simples que utiliza a expansão de um escoamento a alta pressão (escoamento primário) para arrastar e comprimir um escoamento a baixas pressões (escoamento secundário), por meio da transferência de momento entre os dois escoamentos [29]. Uma configuração apropriada deste sistema resulta numa pressão mais elevada à entrada do compressor do que num ciclo transcítico de CO₂ simples, reduzindo o trabalho do compressor e consequentemente melhorando a eficiência do sistema. As características do ejetor e o seu funcionamento serão discutidos com melhor detalhe no Capítulo 3.

Um esquema do sistema e do diagrama $P - h$ com os estados do ciclo correspondentes estão apresentados nas Figuras 2.5 e 2.6, respetivamente. Este sistema é composto por um compressor, um arrefecedor de gás, um ejetor, um separador de líquido e vapor, uma válvula de laminagem e um evaporador. O escoamento primário de CO₂ entra no compressor a uma determinada pressão (P_c) em estado de vapor saturado (estado 1) e é comprimido até à pressão de arrefecimento (P_a) considerando um rendimento isentrópico (η_{is}). O fluido sai do compressor num estado supercrítico (estado 2). O CO₂ em estado supercrítico é então arrefecido

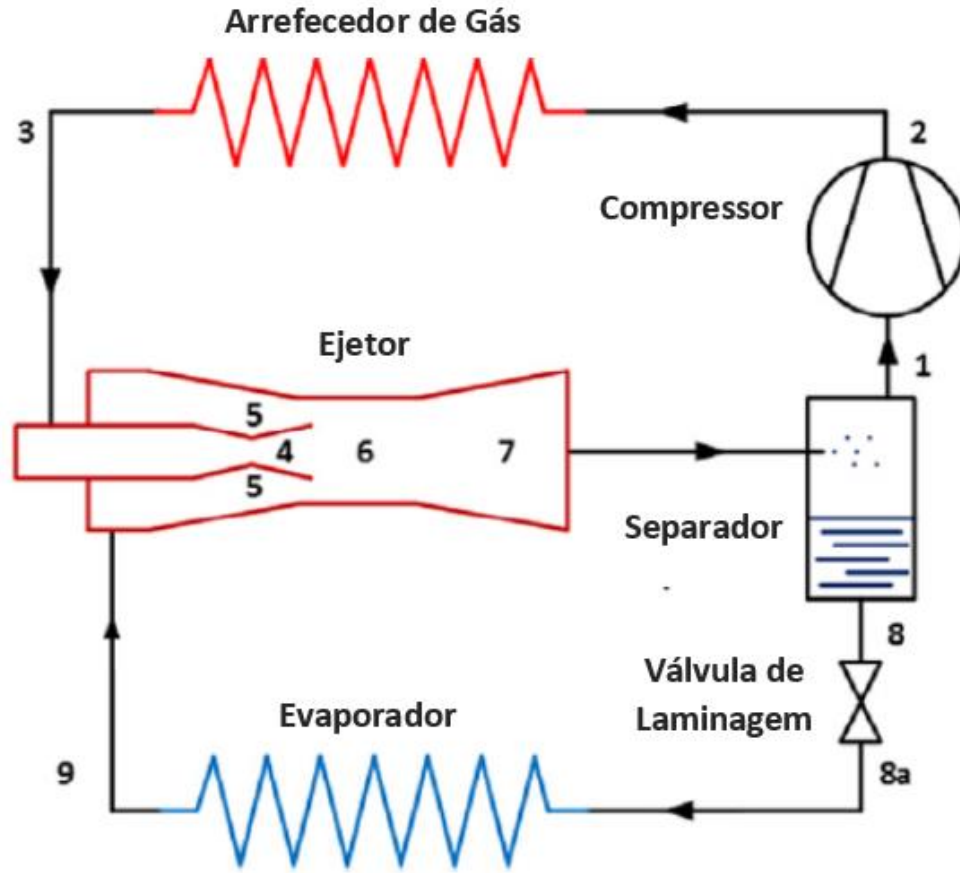


Figura 2.5 - Esquema de um ciclo transcítico de CO₂ com ejetor. Adaptado de [29].

no arrefecedor de gás a pressão constante até à temperatura de saída do arrefecedor (T_3). O fluido entra no bocal primário do ejetor e expande até se misturar com o caudal secundário. O caudal secundário entra no ejetor à pressão de evaporação (P_0). Os dois escoamentos misturam-se dentro do ejetor. O escoamento com a mistura dos dois caudais sai do ejetor à pressão P_c . A mistura sai do ejetor e passa num separador de vapor onde vai ser dividido isobaricamente num escoamento de vapor saturado (escoamento primário) e num escoamento de líquido saturado (escoamento secundário). O escoamento primário volta a entrar no compressor (estado 1). O escoamento secundário à saída do separador (estado 8) passa por uma válvula de laminagem onde vai expandir até à pressão P_0 (estado 8a) e passa então no evaporador onde ocorre o efeito frigorífico, recebendo uma quantidade de calor \dot{Q}_0 do espaço a refrigerar.

Os balanços energéticos aplicados ao arrefecedor de gás, evaporador e compressor, funcionando em regime permanente, são agora, respetivamente:

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_p(h_2 - h_3) \quad (2.11)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_s(h_9 - h_{8a}) \quad (2.12)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_p(h_2 - h_1) \quad (2.13)$$

Onde \dot{m}_p e \dot{m}_s são o caudal mássico primário e secundário, respetivamente. O COP do sistema é então dado por:

$$COP = \frac{\dot{m}_s(h_9 - h_{8a})}{\dot{m}_p(h_2 - h_1)} \quad (2.14)$$

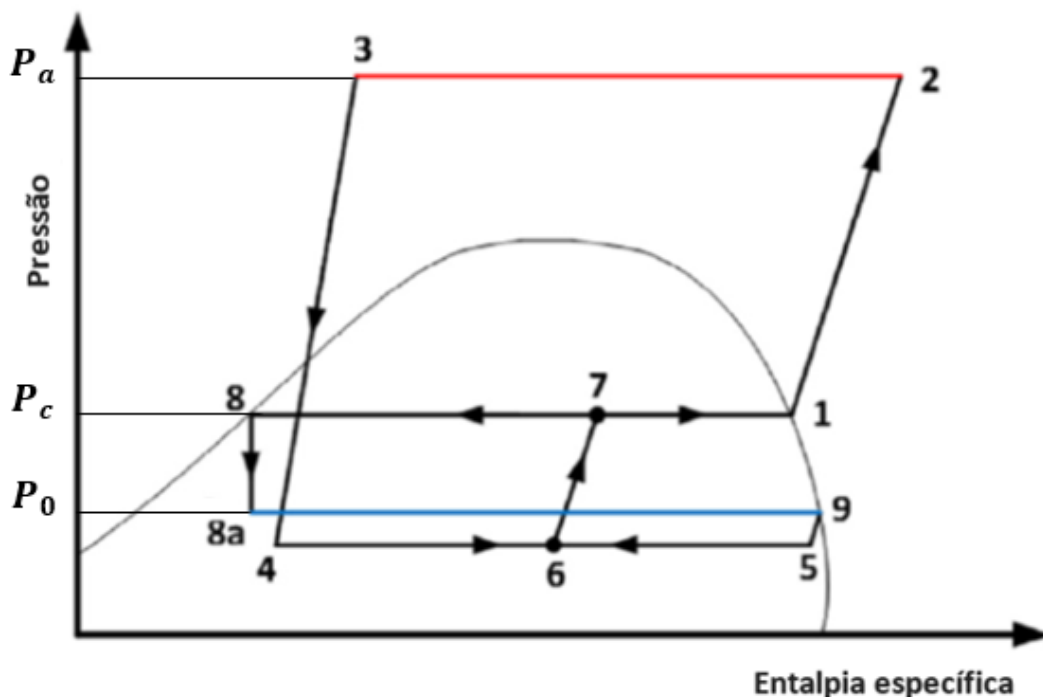


Figura 2.6 - Diagrama p-h do ciclo transcrtico de CO₂ [29].

Estudos experimentais mostraram que o uso do ejtor pode aumentar o COP de um ciclo transcrtico de CO₂ no valor de 15-30% [29]. Kornhauser [31] constatou que o melhoramento do COP de um ciclo com ejtor depende fortemente da eficincia do mesmo. Embora estes sistemas com ejtor ofeream bons melhoramentos do COP nas condies operacionais ptimas do ciclo, o COP baixa significativamente quando se trata de condies de capacidade e temperatura ambiente variveis e estas no so bem controladas. Elbel e Hrnjak [33] e Li e Groll [26] utilizaram modelos numricos para estudar o desempenho do ciclo transcrtico de CO₂. Os dois estudos mostraram que o COP do sistema s maximizado para uma presso de arrefecimento ptima, s semelhana do que acontece no ciclo transcrtico de CO₂ convencional. Lee et al. [34] analisou como os parmetros do ejtor influenciam o COP, obtendo um aumento no COP de 15% para os parmetros otimizados. Elbel e Hrnjak [35] mostraram experimentalmente que s possvel maximizar o COP de um sistema transcrtico de CO₂ utilizando um ejtor de geometria varivel para fazer o controlo da alta presso. Esta variante do ejtor s conhecida por ser particularmente importante para os ciclos transcrticos de CO₂ pois possibilita o controlo da presso de alta de uma forma ativa. Lucas e Koehler [36] mostraram como a velocidade do compressor pode ser usada para controlar a presso de alta e maximizar o COP num ciclo com um ejtor de geometria fixa. Os caudais primrio e secundrio influenciam diretamente o desempenho do ejtor e o COP do ciclo (como mostra a equao 2.13). Nos ciclos transcrticos de CO₂ com ejtor s normalmente utilizada uma vlvula para regular o caudal que passa no evaporador para minimizar o sobreaquecimento s sada do evaporador. Neste ponto, o estado ptimo do fluido tambm depende de outras condies de trabalho. Outro controlo a ter em conta tem que ver com a adio do separador de fases ao ciclo de CO₂ com ejtor. Nakagawa et al. [37] constatou que o separador de fases nem sempre separa o vapor e o lquido perfeitamente. Esta ineficincia do separador afeta o COP do sistema, pois grandes quantidades de lquido no escoamento que entra no compressor provocam um aumento do trabalho de compresso ou podem at danificar o compressor. Por outro lado, grandes quantidades de vapor no escoamento que entra no evaporador resultam numa diminuio do efeito frigorifico. A regulao do separador pode ser muitas vezes complexa. Mtodos de controlo complexos justificam-se apenas para grandes instalaes onde existe um grande capital de investimento, espao e capacidade de instalao, como s o caso dos sistemas de refrigerao

em supermercados. Enquanto que num sistema de pequena escala muitas vezes não é possível a instalação de dispositivos de controlo adicionais nem se justifica o investimento. Neste último caso, o estudo dos ejetores de geometria variável ganha especial atenção [29].

Várias alterações ao ciclo transcítico de CO₂ com ejedor foram propostas nos últimos anos. Uma das alterações passa também por introduzir um permutador de calor interno no ciclo, para subarrefecer o fluido à saída do arrefecedor de gás ao trocar calor com o vapor que sai do separador. Este sub-arrefecimento vai fazer com que a entalpia à entrada do evaporador seja menor e assim aumentar o efeito frigorífico. Os estudos numéricos de Elbel e Hrnjak [33] sobre a aplicação do permutador de calor ao ciclo com o ejedor, mostram que o COP máximo para uma determinada capacidade de refrigerante é atingido para o ciclo com ejedor sem permutador de calor. Contudo, muitas vezes estudos experimentais de ciclos com ejedor obtêm aumentos no COP superiores a funcionar com um permutador de calor. Zhang et al. [38] obteve resultados com um modelo numérico sugerindo que o efeito do permutador de calor é negativa ou positiva dependendo da eficiência do ejedor. Se o ejedor tiver baixas eficiências, a redução das perdas por expansão provocadas pelo permutador de calor interno é benéfica ao ciclo mesmo que reduza o trabalho recuperado pelo ejedor. Para um ejedor com alta eficiência (como é assumido em muitos estudos numéricos), os ganhos no processo de expansão provocados pela adição do permutador de calor interno não justificam as perdas que este faz sentir no trabalho recuperado pelo ejedor. Isto acontece porque um permutador com 100% de eficiência não consegue um melhoramento do ciclo tão bom como um ejedor com 100% eficiente [29].

Outra configuração do ciclo é esquematizada em esquema na Figura 2.7, frequentemente referido como ciclo “*Split*”. Neste caso, o escoamento à saída do arrefecedor de gás é dividido: parte do escoamento entra como fluxo primário no ejedor e a outra parte do escoamento é expandida isentalpicamente numa válvula, considerado como fluxo secundário do ejedor. O escoamento bifásico à saída do ejedor é enviado para outro evaporador de maior temperatura antes de entrar no compressor. Como o ejedor mantém uma diferença de pressões entre os dois evaporadores, produzindo efeitos frigoríficos a duas temperaturas diferentes, este é também um ciclo de dois andares. Lawrence e Elbel [39] notaram algumas vantagens que o ciclo *Split* oferece comparativamente ao ciclo com ejedor convencional. Uma desta vantagens é não ter a necessidade de um separador de fases. Como mencionado anteriormente, o tamanho e ineficiência do separador podem não ser exequíveis em certas aplicações.

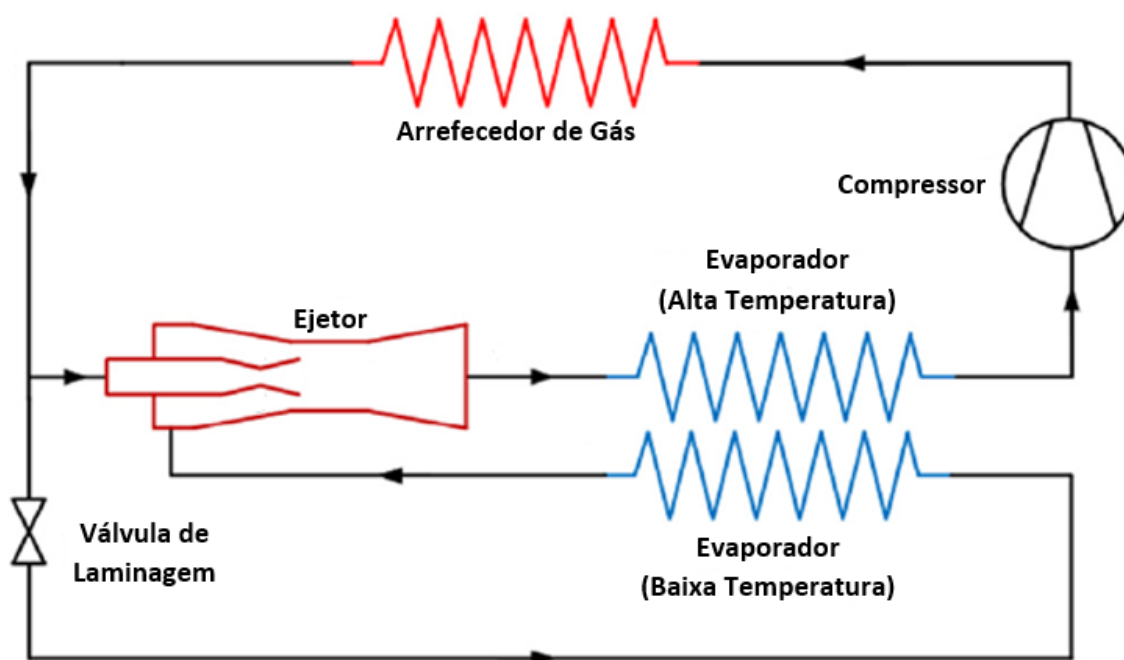


Figura 2.7 - Esquema de um ciclo com ejedor *Split*. Adaptado de [29].

Mais recentemente, Hafner et al. [40] introduziram um ciclo *booster* transcítico de CO₂ utilizando ejetores em paralelo com os compressores para um supermercado (ver Figura 2.8). O sistema é também conhecido por multi-ejetor ou “*multijet*”. Este ciclo tem duas temperaturas de evaporação, uma baixa e outra intermédia, e os ejetores são utilizados para comprimir o fluido até uma pressão intermédia e assim reduzir a carga dos compressores de temperatura intermédia (MT Comp). Hafner et al. [40] calcularam melhoramentos no COP de 5-17%, dependendo do clima, utilizando o modelo anterior. Também concluíram que o COP dependente muito do sistema de controlo do ciclo implementado. Foi instalado um sistema *booster* transcítico de CO₂ com ejetores em paralelo com compressores, como o sistema de Hafner et al. [40] mas sem o permutador de calor interno, na região de Friburgo (Suíça) no verão de 2013. Schönenberger et al. [41] relatou que este sistema, em comparação com o mesmo sistema sem ejetores na mesma região, baixou o consumo de energia dos compressores em 14% ao longo de um período de 20 semanas.

A alta robustez, confiabilidade e baixo custo fazem com que o uso do ejetor seja uma opção mais adequada para aplicações reais. Por estas razões, os sistemas de CO₂ com ejetor ganharam grande aceitação nos supermercados, onde a grande escala destes justifica o desenvolvimento de sistemas de controlo sofisticados. Contudo, os sistemas com ejetor são também de grande interesse para aplicações comerciais de menor escala, refrigeração doméstica e ar condicionados residenciais e para automóveis [29]. Desenvolvimentos futuros devem ser focados em melhorar o desempenho dos ciclos de CO₂ sob condições variáveis e não apenas em condições de projeto. Para além de que, maioria dos estudos são realizados adaptando as condições dos sistemas à geometria predefinida do ejetor, enquanto é de maior interesse ser possível adaptar a geometria do ejetor às condições de sistemas pretendidas.

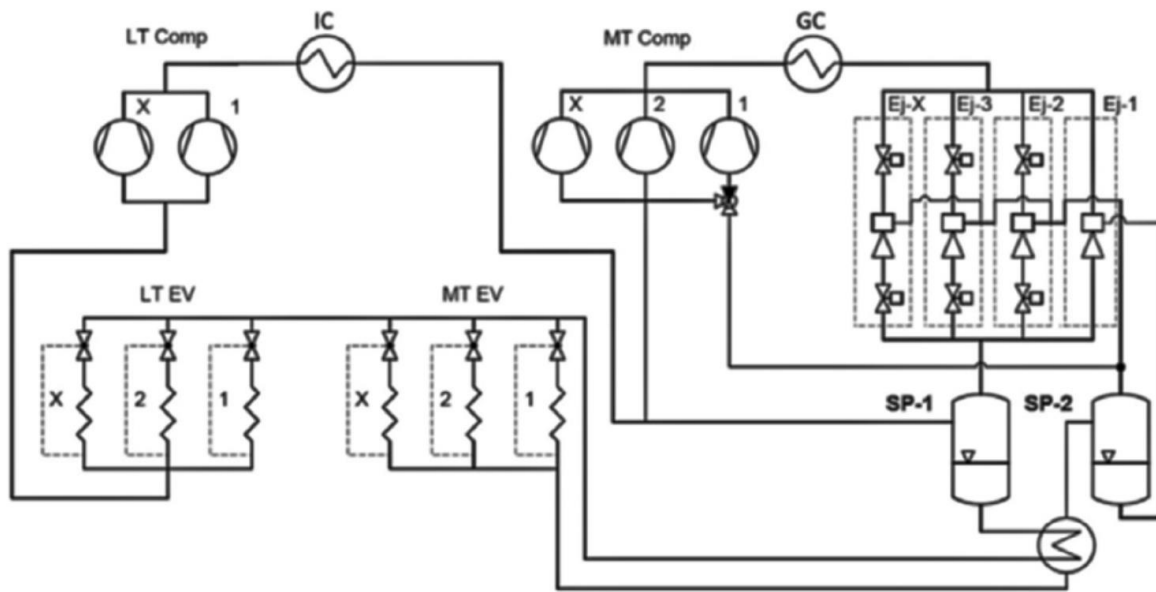


Figura 2.8 – Ciclo transcítico de CO₂ *booster* com ejetores em paralelo proposto por Hafner et al. para um supermercado [40].

3 Ejetor para a recuperação de trabalho de expansão

3.1 Princípios de funcionamento e classificação de ejetores

O ejetor é um componente simples, que utiliza um escoamento de alta pressão (escoamento primário) para aspirar e comprimir um fluido de baixa pressão (escoamento secundário) [29]. O funcionamento idealizado de um ejetor está representado qualitativamente na Figura 3.1 onde as variações de pressão e velocidade são indicadas ao longo do eixo do ejetor [42]. O fluxo primário entra no ejetor no ponto M com pressão elevada e velocidade baixa. Este é acelerado no convergente do bocal e atinge $Ma = 1$ na garganta (i). A seguir, expande através de um divergente para produzir um escoamento supersônico na saída do bocal primário (ii). Esse jato supersônico, agora a uma baixa pressão, arrasta o escoamento secundário no percurso $S \rightarrow ii$. Entre ii e iii , o jato secundário é acelerado até $Ma = 1$ devido à diferença de quantidade de movimento entre os dois fluxos. A partir da posição iii , os dois escoamentos trocam energia e momento entre si até à posição iv onde se encontram totalmente misturados dando origem a um fluxo supersônico. Na posição iv , o escoamento tem que ajustar às condições de saída do ejetor, originando um choque transversal antes de entrar no difusor. Das posições $v \rightarrow vi$, a pressão é recuperada à medida que o fluido perde velocidade até à saída do ejetor.

Porém, este procedimento acima descrito é uma simplificação, representa apenas um caso idealizado assumindo o comportamento de um gás perfeito. Na realidade, as evoluções ao longo do ejetor são bastante mais complexas quando se trata de um fluido real, especialmente na secção de mistura entre os dois escoamentos. O jato primário entra na secção de mistura tipicamente a uma velocidade supersónica e troca calor e quantidade de movimento com o fluxo

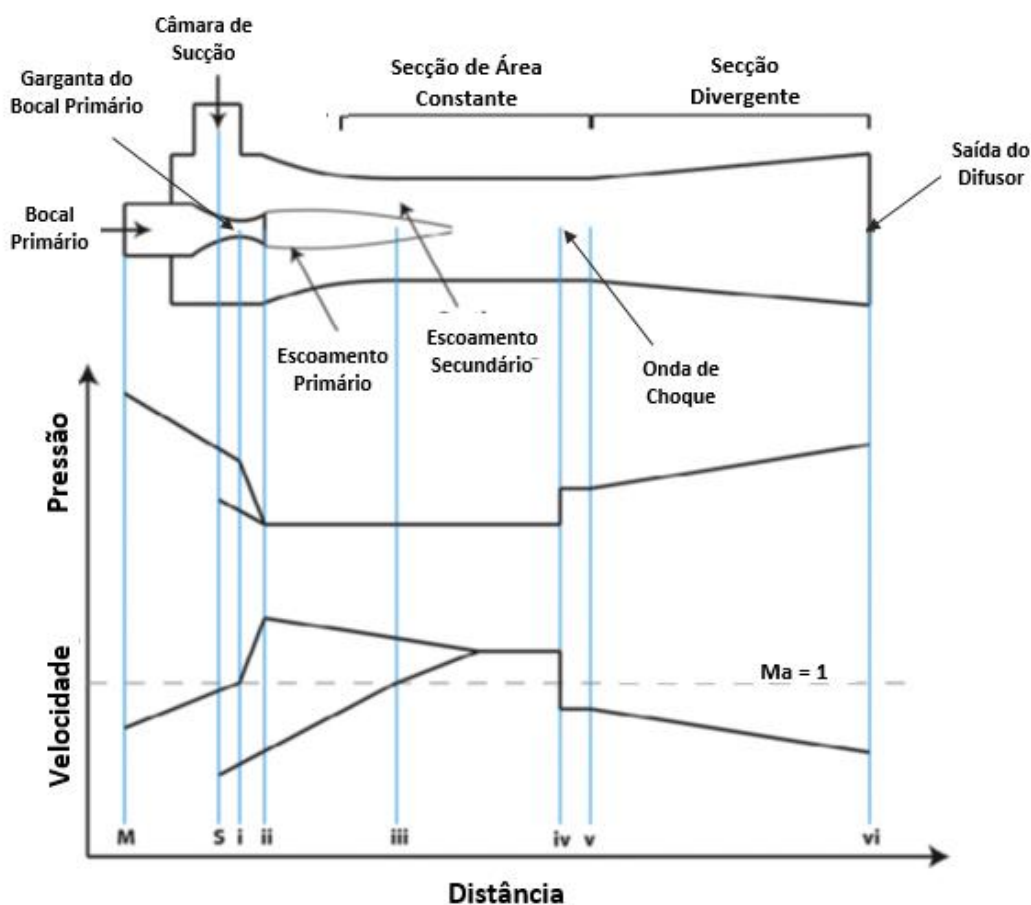


Figura 3.1 – Esquema do ejetor com perfis qualitativos de pressão e velocidades correspondentes. Adaptado de [33].

secundário através de uma camada limite entre os dois escoamentos (ver Figura 3.2). Este processo é caracterizado por uma grande diferença de velocidades e temperaturas entre os dois jatos que resulta em tensões de corte elevadas e vários choques oblíquos irreversíveis no fluxo primário. Estas características do escoamento têm como consequência perdas associadas à mistura dos dois jatos, sendo estas responsáveis pela baixa eficiência típica dos ejetores [42]. O processo de mistura também é afetado pela diferença entre a pressão do fluxo primário na secção *ii* e a pressão em *iii*. Esta diferença de pressões define a geometria do jato primário na zona de mistura [42]: Se a pressão do jato primário for menor, este diz-se sob expandido e converge originando um primeiro choque oblíquo (Figura 3.2a); no caso da pressão ser maior, este diz-se sub expandido e diverge formando um leque (Figura 3.2b). As expansões e compressão inerentes a esta evolução refletem a camada limite entre os dois escoamentos. O eixo da secção de mistura atua como uma parede, em que qualquer onda de expansão ou compressão é refletida como uma onda simétrica com condições semelhantes. Estas sucessivas reflexões de ondas (“*shock train*”) param gradualmente à medida que os dois fluxos interagem entre si. Estas interações resultam numa oscilação na pressão estática ao longo da secção de mistura enquanto o fluxo resultante tende para um estado intermédio relativamente às condições iniciais dos escoamentos primário e secundário.

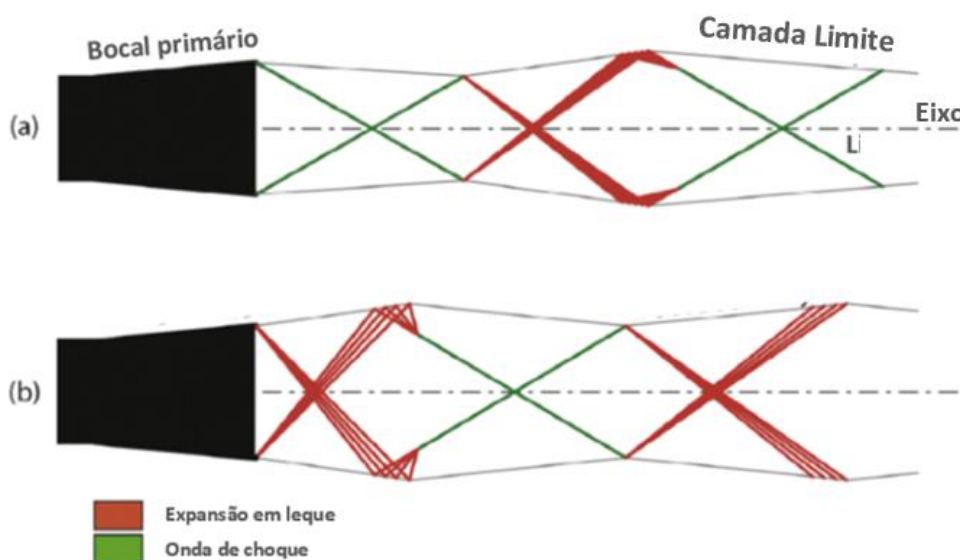


Figura 3.2 – Esquema da geometria do jato primário à entrada da secção de mistura. Adaptado de [42].

No caso do CO₂, a complexidade do escoamento no ejetor ainda é maior, visto tratar-se de um ejetor bifásico. Um ejetor pode ser bifásico (*two-phase ejector*) ou monofásico (gás ou líquido). O tipo de ejetores abordado neste trabalho, utilizados nos sistemas transcíticos de CO₂, são bifásicos e tem a particularidade de o fluxo primário encontrar-se num estado supercrítico à entrada do ejetor. Durante o processo de expansão, alguma parte do gás de CO₂ condensa e a mistura sai do ejetor em estado de vapor húmido. Nestes ejetores, a condensação do fluido começa na garganta do bocal em que o escoamento passa de um estado supercrítico para um estado de vapor húmido. Como a expansão se dá a altas velocidades transónicas, o tempo do fluxo dentro do bocal primário (1 a $10\ \mu\text{s}$) é aproximadamente o necessário para a formação de gotas no escoamento [42]. A Figura 3.3 mostra a variação do título do CO₂ desde a entrada do ejetor até à entrada da secção de mistura de um ejetor transcítico de uma simulação efetuada por Smolka et al. [43]. As propriedades deste escoamento fazem com que haja a necessidade de se considerar as influências de estados metaestáveis no jato. A influência destes estados metaestáveis nas trocas de calor e quantidade de movimento em fluxos bifásicos torna difícil a sua modelação, especialmente para fluidos reais. Algumas simplificações são normalmente assumidas para a modelação destes escoamentos, que serão apresentadas com maior detalhe no Capítulo 4. Adicionalmente, a condensação do fluido tem uma influência direta na velocidade

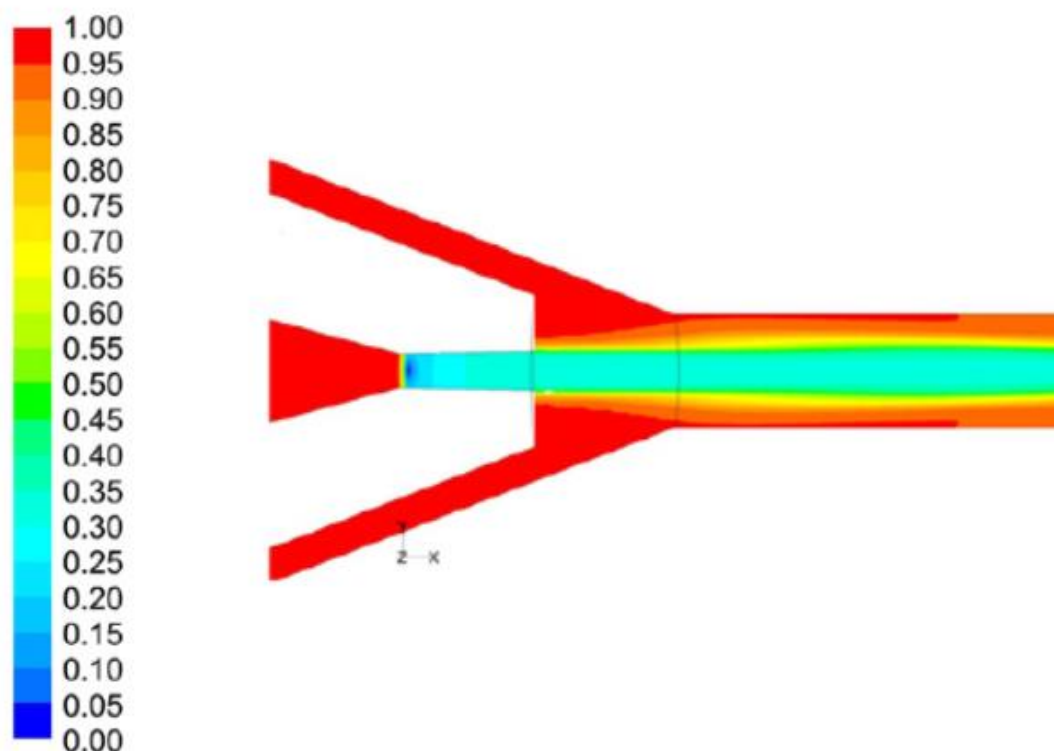


Figura 3.3 – Variação do título do escoamento bifásico de CO₂ ao longo de um ejedor transcítico.
Adaptado de [43].

do som. A velocidade do som para um escoamento bifásico é menor do que a de um fluxo em fase de vapor ou líquido, fazendo com que a intensidade dos choques seja menor [42]. O decréscimo da velocidade do som pode ter um efeito negativo no arrastamento do caudal secundário, visto que o estado sónico do jato primário define o estado de maior capacidade (maiores caudais mássicos primário e secundário) do ejedor.

Segundo Besagni et al. [44], os ejetores podem ainda ser classificados quanto à posição e geometria do bocal primário. A secção de mistura pode ser desenhada para ter área ou pressão constante. Nos ejetores de área constante (CAM – “*Constant Area Mixing Ejector*”) a saída do bocal primário encontra-se na secção de área constante, enquanto que nos ejetores de pressão constante (CPM – “*Constant Pressure Mixing Ejector*”) a saída do bocal primário encontra-se na câmara de sucção, antes da secção de área constante. Estes dois tipos de ejetores quanto à posição do bocal primário são os mais comuns, embora os ejetores CPM sejam mais utilizados por geralmente terem melhores desempenhos e por poderem operar com diferenças de pressões maiores, o que é desejável nos sistemas transcíticos de CO₂. Mais recentemente, Eames [45] propôs um ejedor de taxa de transferência de quantidade de movimento (CRMC – “*Constant Rate of Momentum-Change Ejector*”). Este ejedor possui uma região de área variável, ao invés de uma secção de área constante, que tem como objetivo evitar o(s) choque(s) termodinâmico(s) altamente irreversível(eis) que ocorre durante a mistura e compressão dos fluxos. Porém, este tipo de ejedor é caracterizado por uma geometria altamente complexa pelo que o seu fabrico pode não ser justificado pela pequena melhoria no seu desempenho. Os ejetores também podem ser classificados como subsónicos, quando o bocal primário é apenas convergente e o escoamento primário atinge a velocidade sónica ($Ma = 1$) na saída do mesmo; e supersónicos, em que o bocal primário é convergente-divergente e o escoamento atinge o estado sónico na garganta do bocal. Estes últimos conseguem maiores razões de compressão e consequentemente conseguem arrastar uma maior quantidade de escoamento secundário.

Para um ejetor com geometria e condições de entrada conhecidas, a pressão à saída do ejetor (P_c) determina se o fluxo secundário atinge ou não a velocidade do som. A Figura 3.4 representa a curva característica de um ejetor para determinadas condições de entrada do bocal primário e mostra como a taxa de arrastamento (λ) varia com P_c . É possível reparar que os ejetores supersônicos podem operar em três regimes: *double choking*, *single choking* e *back-flow* [44]. O termo *choked* deriva do inglês e significa que o escoamento atinge o estado sônico e as suas propriedades passam a depender apenas das condições a montante do escoamento [46]. Em regime de *double choking*, P_c é menor que a pressão crítica ($P_{c,cr}$), sendo esta o valor limite de P_c para o escoamento secundário atingir o estado sônico na garganta da câmara de sucção. Neste regime os dois caudais mássicos dependem apenas das condições de pressão e temperatura a montante do ejetor e por isso λ é constante. Em regime de *single choking*, P_c é superior a $P_{c,cr}$ e apenas o jato primário atinge o estado sônico. O caudal secundário fica então também dependente das condições à saída do ejetor. Note-se como λ diminui rapidamente com o aumento de P_c . O regime de *back-flow* é atingido quando P_c é elevada forçando o escoamento a inverter o sentido. Neste trabalho será abordado o dimensionamento de ejetores em regime *double choking* visto ser o que está associado a melhores desempenhos em condições de desenho do sistema.

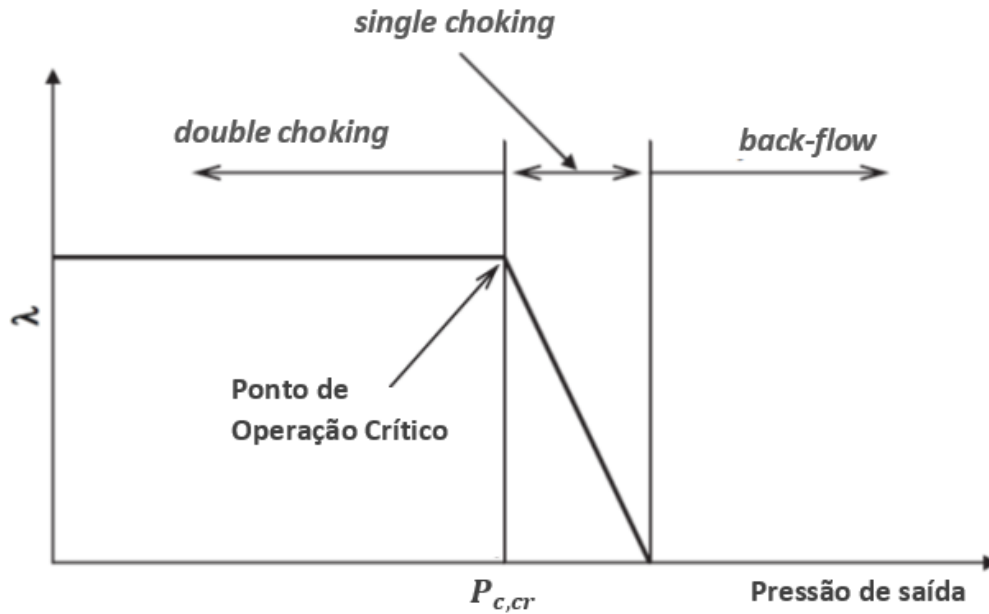


Figura 3.4 - Curva característica do ejetor: taxa de arrastamento λ em função da pressão de saída, para condições de entrada conhecidas. Adaptado de [47].

3.2 Indicadores de desempenho do ejetor

A taxa de arrastamento é um parâmetro comumente utilizado na literatura para quantificar o desempenho do ejetor e é definido pela quantidade de caudal secundário que é arrastado por unidade de caudal primário [47].

$$\lambda = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_p} \quad (3.1)$$

Este parâmetro é condicionado pelas condições do escoamento primário. Esta dependência será explicada do subcapítulo seguinte. Para além da taxa de arrastamento, outro indicador frequentemente utilizado na literatura para definir o desempenho do ejetor é a taxa de

compressão (R_c). A taxa de compressão é definida pela razão entre a pressão na entrada da câmara de sucção e a pressão à saída do ejetor.

$$R_c = \frac{P_c}{P_s} \quad (3.2)$$

A taxa de compressão avalia a compressão que é ganha com a introdução do ejetor face ao sistema convencional a operar sobre as mesmas condições. Outro indicador que corrente na literatura é a razão entre a área da garganta e a área da secção constante:

$$r_A = \frac{A_{th}}{A_m} \quad (3.3)$$

De um modo geral, o aumento de r_A leva ao aumento de λ e desce o valor da pressão crítica à saída do ejetor [48]. Como tal existe um valor de r_A ótimo para determinadas condições operacionais que maximiza o valor de λ e consequentemente o COP do sistema [48].

A eficiência do ejetor (η_{ej}) pode ser definida de várias maneiras. Por exemplo, a ASHRAE define o desempenho energético geral do ejetor pelo quociente entre a energia de compressão realmente recuperada e a energia teórica disponível no escoamento primário [42]:

$$\eta_{ej} = \frac{(\dot{m}_s + \dot{m}_p) \left(h|_{s=s_S, p=p_c} - h_S \right)}{\dot{m}_p \left(h_M - h|_{s=s_M, p=p_c} \right)} \quad (3.4)$$

Elbel e Hrnjak [35] definiram a eficiência do ejetor como a razão entre a potência necessária para comprimir isentropicamente o fluxo secundário e a quantidade total teórica de potência recuperável numa expansão isentrópica do escoamento primário entre P_M e P_c , que pode ser escrito da seguinte forma:

$$\eta_{ej} = \lambda \times \frac{\left(h|_{s=s_S, p=p_c} - h_S \right)}{\left(h_M - h|_{s=s_M, p=p_c} \right)} \quad (3.5)$$

Outra abordagem foi proposta por Carrillo et al. [47] em que a eficiência do ejetor é definida pela razão entre o aumento real na pressão estática do escoamento secundário e o aumento máximo de pressão possível de se conseguir num processo totalmente isentrópico.

$$\eta_{ej} = \frac{\Delta P}{\Delta P'} = \frac{P|_{s=s_c, h=h_c} - P_S}{P'|_{s=s_{c'}, h=h_c} - P_S} \quad (3.6)$$

Pelas equações 3.4 e 3.5, percebe-se que são desejáveis valores de λ e R_c o quanto maior possível. De forma a maximizar estes parâmetros, as características da secção de mistura devem ser tais para que a transferência de quantidade de movimento entre os dois escoamentos seja a melhor. Para tal, pode-se escolher fluidos de trabalho mais adequados ou otimizar a geometria do ejetor, em ambos casos para condições operacionais específicas.

Outro indicador relevante para o estudo de sistemas com ejetor, principalmente em estudos experimentais, avalia a variação do aumento do COP provocado pelo ejetor em relação ao ciclo convencional sem ejetor e é calculado pela equação seguinte:

$$\Delta COP = \frac{COP_{ej} - COP_{conv}}{COP_{conv}} \times 100 \quad (3.7)$$

Este indicador incide mais sobre uma análise ao desempenho do sistema completo e não à eficiência do ejetor. É possível o sistema não funcionar no seu desempenho otimizado mesmo com o ejetor a operar na sua eficiência máxima. É importante conseguir encontrar condições operacionais que favoreçam o COP do sistema mesmo que o desempenho do ejetor não esteja maximizado.

3.3 Influência das condições operacionais no desempenho do ejetor

Como já referido anteriormente, a eficiência do ejetor é dependente das condições operacionais do sistema de refrigeração no qual está inserido. As variáveis operacionais que influenciam o desempenho do ejetor são a pressão e temperatura à saída do arrefecedor de gás (P_a e $T_{a,ex}$), a pressão e temperatura à saída do evaporador (P_0 e $T_0 + T_{sup}$) e a pressão do separador de fases (P_d). Contudo, a manipulação de algumas destas condições está à partida bastante limitada. Por exemplo, a temperatura à saída do arrefecedor está fortemente dependente do meio em que está inserido, tal como a temperatura de evaporação está condicionada ao tipo de aplicação do sistema. É então importante existir um bom compromisso entre P_a , P_0 e P_d para que a eficiência do ejetor não afete negativamente a eficiência do ciclo. Tal como o desempenho do ciclo, o desempenho do ejetor também aumenta com o aumento de λ , como foi observado no subcapítulo anterior.

Com o aumento de P_a os caudais primário e secundário também aumentam [49]. Na Figura 3.5 estão apresentados alguns resultados do trabalho experimental realizado por Ahammed, M.E., S. Bhattacharyya, e M. Ramgopal [50], onde num ciclo transcítico de CO₂ com o mesmo ejetor foram efetuadas várias medições para vários valores de P_a , mantendo os valores $T_{a,ex}$ e T_0 constantes, e para vários valores de $T_{a,ex}$ mantendo os valores de P_a e T_0 constantes. Com a análise da Figura 3.5(a) é possível perceber que com o aumento P_a , embora ambos os caudais aumentem, λ mantém-se praticamente constante. Contudo, isto acontece para o caso em que não existe *double-choking*. Nesse caso, o caudal secundário é máximo e independente de P_a , pelo que um aumento do caudal primário conduziria a uma diminuição de λ . Conclui-se também pela mesma figura que o *lift* ($P_d - P_0$) cresce proporcionalmente com P_a . Com o aumento de $T_{a,ex}$ o caudal primário e secundário diminuem [50]. Na Figura 3.5(b) percebe-se que $T_{a,ex}$ tem uma maior influência na taxa de arrastamento, visto que esta diminui mais acentuadamente à medida que $T_{a,ex}$ aumenta. Com uma diminuição de λ e do *lift* é previsível também uma redução acentuada do COP do ciclo.

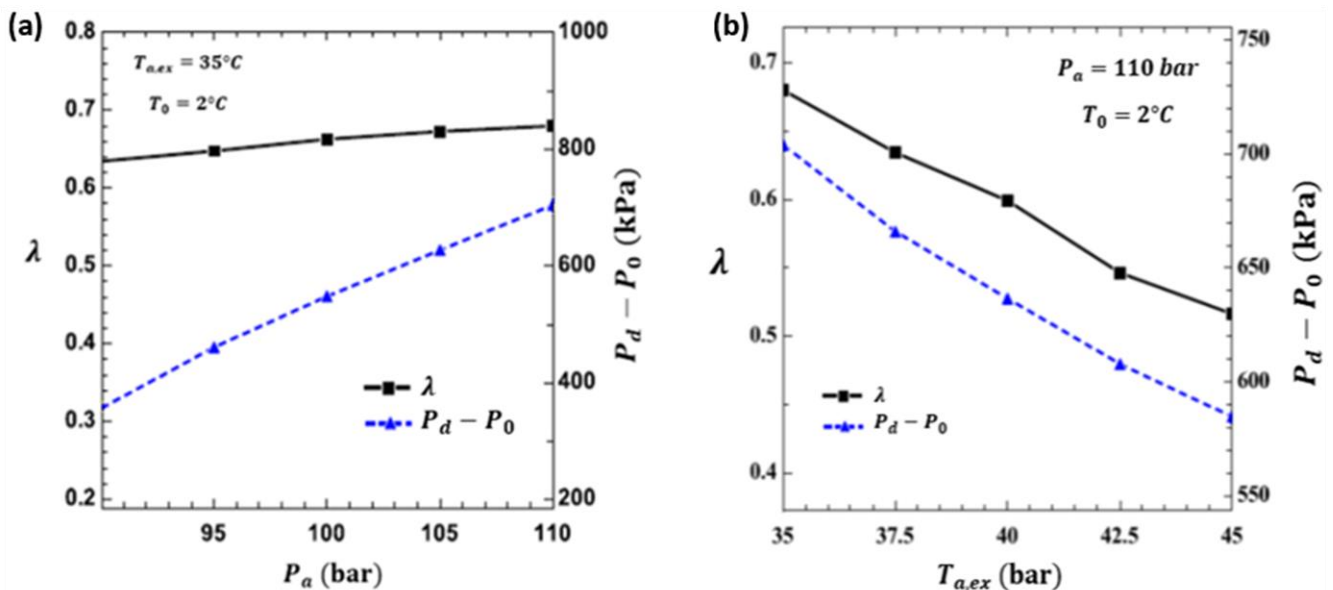


Figura 3.5 - Variação da taxa de arrastamento e do *lift* com a variação de (a) pressão de arrefecimento e (b) temperatura à saída do arrefecedor de gás. Adaptado de [49].

O caudal secundário tende a aumentar significativamente com o aumento de P_0 [49]. O mesmo não acontece com o caudal primário. Este último apenas está dependente de $T_{a,ex}$ e P_a , visto que é sempre alcançado o *choking* na garganta do bocal primário. Por essa razão, λ também aumenta com o aumento de P_0 . Quanto a T_0 , a variação deste não provoca diferenças significativas no valor de λ , como se pode observar pela Figura 3.6 onde estão apresentados novos resultados experimentais do mesmo trabalho referido no subcapítulo anterior.

A influência da variação de P_d no desempenho do ejetor já foi retratado anteriormente e é descrito pela Figura 3.3. Isto é, até um certo valor crítico da pressão de saída do ejetor, a taxa de arrastamento mantém-se máxima e constante. Para valores de pressão maiores que $P_{d,cr}$, o ejetor passa a funcionar em *single choking* e a taxa de arrastamento diminui acentuadamente. Este valor crítico é influenciado por P_a , $T_{a,ex}$, P_0 e T_0 . Com o aumento do valor destes parâmetros o valor da pressão crítica também aumenta.

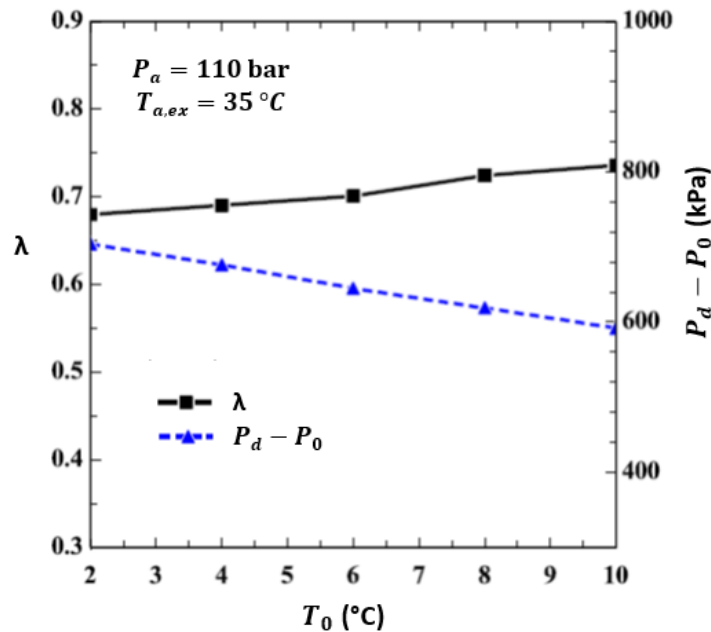


Figura 3.6 - Variação da taxa de arrastamento e do *lift* com a variação da temperatura de evaporação. Adaptado de [49].

4 Desenvolvimento do modelo

Existem diferentes modelos para simular o desempenho de ejetores em função dos pressupostos, equações governamentais, condições auxiliares e métodos de solução utilizados. Geralmente, as equações de conservação de massa, energia e movimento; as equações de estado; relações isentrópicas, fazem parte dos modelos para simular o escoamento dentro do ejetor. Para os ejetores monofásicos, já existem modelos bem definidos para efetuar estudos de desempenho e dimensionamento, como por exemplo o modelo apresentado por Huang et al. [51]. Sherif et al. [52] propôs um modelo de ejetor bifásico e com o propósito de bombeamento para aplicações aerospaciais. Mais recentemente, Ahammed et al. [50] apresentou um modelo para ejetores transcíticos de CO₂.

Contudo, todos estes modelos anteriormente referidos são baseados em casos em que a geometria do(s) ejetor(es) está previamente desenhada e é estudado como as condições do ciclo termodinâmico afetam a eficiência do ejetor e do sistema. Neste trabalho é pretendido construir um modelo 1-D em que as condições de projeto estão previamente estabelecidas e o objetivo é obter as dimensões mais relevantes de um ejetor (Figura 4.1) que satisfaçam tais condições. Este dimensionamento permite avaliar a necessidade (ou não) do desenvolvimento de um ejetor de geometria variável que permite variar o valor do indicador r_A . Neste capítulo são apresentadas as equações governamentais que constituem o modelo desenvolvimento, juntamente com os pressupostos estabelecidos. O modelo foi implementado no software *EES*[®], fazendo uso da sua base de dados com equações de estado de vários refrigerantes incluindo o R744.

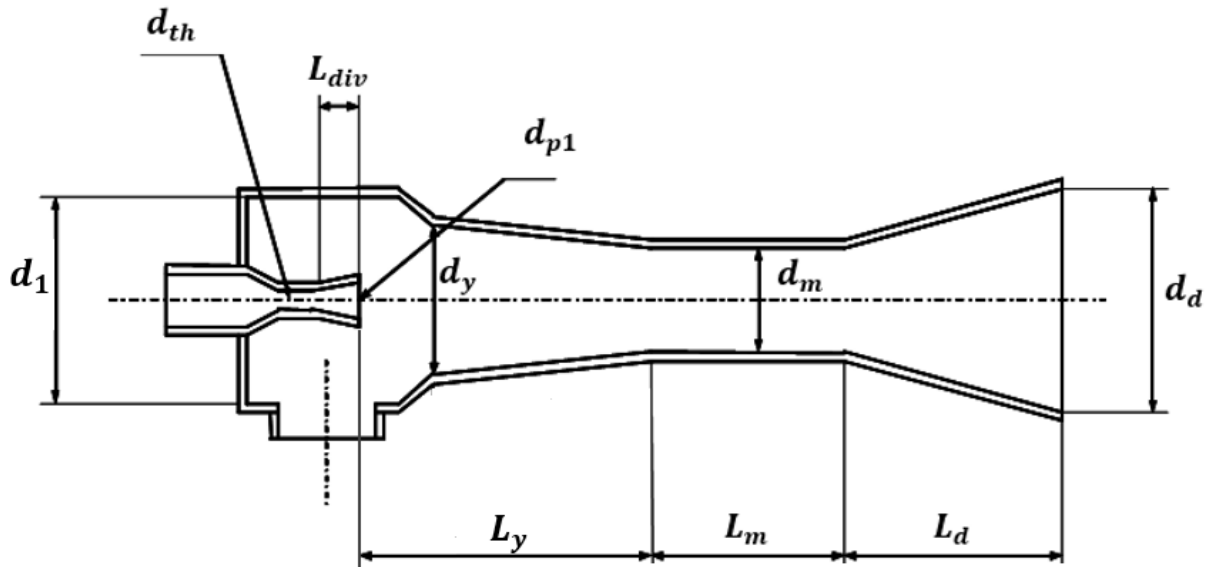


Figura 4.1 – Esquema de um ejetor com as dimensões principais do ejetor a serem determinadas pelo modelo.

4.1 Modelação do ciclo termodinâmico

Como já referido anteriormente, neste modelo é necessário ter o ciclo transcítico de CO₂ previamente projetado. As seguintes suposições foram então estabelecidas para o sistema:

- O sistema funciona em regime permanente;
- Não existem perdas nas tubagens entre os componentes;
- O compressor comprime o fluido primário de P_d até P_a , com um rendimento isentrópico de η_{comp} ;
- O arrefecimento de gás ocorre à pressão constante P_a , com um rendimento isentrópico de η_{arref} , até à temperatura de saída $T_{a,ex}$.

- No evaporador, o fluido secundário troca uma quantidade de calor \dot{Q}_0 definida a uma pressão P_0 constante e com T_{sup} graus de superaquecimento à saída;
- No separador existe uma separação completa das fases, pelo que os fluxos primário e secundário saem como vapor e líquido saturado, respetivamente;
- A expansão na válvula entre o evaporador e o separador de fases é isentálpica;

Os parâmetros de entrada do modelo referentes ao ciclo termodinâmico são \dot{Q}_0 , P_a , $T_{a,ex}$, P_0 , T_{sup} e R_C . Os restantes parâmetros de entrada incluem os rendimentos do compressor (η_{comp}), do evaporador (η_{evap}) e do arrefecedor de gás (η_{arref}).

O caudal secundário de CO₂ depende da capacidade frigorífica do sistema e obtém-se através do balanço energético no evaporador representado pela equação seguinte:

$$\dot{Q}_0 = \frac{\dot{m}_s(h_s - h_{evap,in})}{\eta_{evap}} \quad (4.1)$$

Na equação 4.1, h_s é a entalpia à saída do evaporador e é avaliada com T_{sup} e P_0 utilizando as equações de estado do EES®; A entalpia à entrada do evaporador é considerada igual à entalpia à saída do separador em estado de líquido saturado à pressão P_d , conhecida à partida pela R_C . Com isto, e com \dot{Q}_0 e η_{evap} definidos, é calculado \dot{m}_s . Da mesma forma, o balanço energético do compressor, do arrefecedor de gás e do sistema podem ser escritos como:

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_p(h_{comp,in} - h_{comp,out})}{\eta_{comp}} \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_a = \dot{m}_p(h_{comp,out} - h_p)\eta_{arref} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q}_0 + \dot{W}_{comp} - \dot{Q}_a = 0 \quad (4.4)$$

As equações 4.2-4.4 são utilizadas para determinar \dot{m}_p , \dot{Q}_a e \dot{W}_{comp} , sendo $h_{comp,in}$ a entalpia do escoamento primário à entrada do compressor, em estado de vapor saturado à pressão P_d . $h_{comp,out}$ é a entalpia à saída do compressor, avaliada com P_a e assumindo uma evolução isentrópica ($s_{comp,in} = s_{comp,out}$).

Para garantir o funcionamento do ciclo em regime permanente, os balanços mássicos seguintes no separador têm de existir:

$$\dot{m}_p + \dot{m}_s = \dot{m}_t ; \dot{m}_p = x_{sep,in} \cdot \dot{m}_t ; \dot{m}_s = (1 - x_{sep,in}) \cdot \dot{m}_t \quad (4.5)$$

Sabendo-se que o título do escoamento à saída do ejetor (x_d) não é necessariamente igual ao valor dado pela equação 4.5, para garantir que o sistema funciona em regime permanente, é habitual utilizar uma fonte de calor (\dot{Q}_{aux}) entre a saída do ejetor e a entrada do separador para o caso $x_d < x_{sep,in}$, e uma válvula de *feedback* entre o compressor e o evaporador para o caso $x_d > x_{sep,in}$ [53].

4.2 Modelação unidimensional do escoamento do CO₂ no interior do ejetor

4.2.1 Velocidade do som do vapor húmido

O software EES® tem a funcionalidade de calcular a velocidade do som (a) do R744, mas apenas fora da zona de vapor húmido. Como ejetor será desenhado para condições de *double choking* e o escoamento é bifásico, é necessário estimar a velocidade do som. Deste modo, para efeitos de cálculo da velocidade do som para estados supercríticos, vapor e líquido saturado, vapor superaquecido ou líquido comprimido foi utilizada a funcionalidade do programa. Para

os estados de vapor húmido a proposta por Lund et al. [54] foi utilizada, em que é assumido existir equilíbrio de pressão e temperatura ente as duas fases do escoamento, por isso:

$$a^{-2} = \rho \left(\frac{\alpha_v}{\rho_v a_v^2} + \frac{\alpha_l}{\rho_l a_l^2} \right) + \frac{\rho}{T} \left[\frac{C_{p,l} C_{p,v} (\xi_l - \xi_v)^2}{C_{p,l} + C_{p,v}} \right] \quad (4.6)$$

Em que:

$$\xi_k = \frac{T \beta_k v_k}{C_{p,k}} \quad (4.7)$$

$$C_{p,k} = \rho_k \alpha_k c_{p,k} \quad (4.8)$$

$$\alpha_v = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad , \quad \alpha_l = 1 - \alpha_v \quad (4.9)$$

Nas equações anteriores, a_v e a_l representam a velocidade do som para os estados de vapor e líquido saturado, respetivamente; α_v e α_l são a fração de volume de vapor e líquido, respetivamente; β é o coeficiente de expansão térmica, v é o volume específico, c_p é o calor específico a pressão constante, x é o título do escoamento e k representa as duas fases. A Figura 4.1 mostra como a velocidade do som de um fluxo bifásico em estado de vapor húmido varia com α_v , para uma determinada pressão.

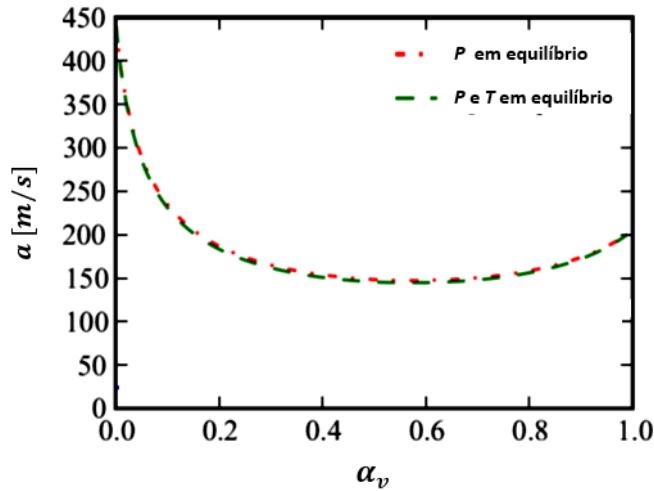


Figura 4.2 – variação da velocidade do som com a fração de vapor de um fluxo bifásico a uma dada pressão. Adaptado de [54].

4.2.2 Modelação do bocal primário

Assumindo um critério de maximização do caudal primário imposto pela equação 4.6 foram então estabelecidos os seguintes pressupostos durante a modelação do bocal primário:

- A geometria do bocal é tipo convergente-divergente;
- Na garganta é o escoamento é sónico ($Ma = 1$);
- A velocidade de entrada do escoamento é desprezável;
- A evolução é adiabática;
- O efeito gravitacional é desprezado;
- As irreversibilidades no convergente e no divergente são contabilizadas pelas constantes de eficiência η_{conv} e η_{div} , respetivamente.

O escoamento entra no bocal primário à pressão P_a e temperatura $T_{a,ex}$. O modelo calculará a pressão (P_{th}) e velocidade (V_{th}) na garganta e a velocidade à saída do bocal (V_{p1}).

A eficiência isentrópica η_{conv} é definida pela expressão seguinte.

$$\eta_{conv} = \frac{h_p - h_{th}}{h_p - h_{th,is}} \quad (5.10)$$

Na equação 4.5, h_p é a entalpia à entrada do bocal à P_a e $T_{a,ex}$, h_{th} é a entalpia na garganta e $h_{th,is}$ é a entalpia no mesmo local assumindo uma evolução isentrópica. Atribuindo um valor inicial para P_{th} , $h_{th,is}$ pode ser determinado pela entropia do escoamento à entrada do bocal (s_p) e por P_{th} . A conservação de energia entre a entrada do bocal e a garganta é dada por:

$$h_p = h_{th} + \frac{1}{2} V_{th}^2 \quad (4.11)$$

A partir da equação anterior, a velocidade média do fluxo primário na garganta pode ser calculado. Com P_{th} assumida e h_{th} , é possível calcular o título na garganta (x_{th}) e a velocidade do som na garganta (a_{th}) utilizando a equação 4.1. O *solver* do programa *EES*[®] é um método iterativo. Como tal, para fechar as equações é necessário aplicar a condição $V_{th} = a_{th}$, assim P_{th} e V_{th} podem ser determinados. Com o estado na garganta completamente definido, é possível determinar também outras propriedades como a entropia (s_{th}), temperatura (T_{th}) e massa volúmica (ρ_{th}). A área (A_{th}) e diâmetro (d_{th}) da secção da garganta obtêm-se aplicando conservação de massa:

$$\dot{m}_p = \rho_{th} A_{th} V_{th} \quad (4.12)$$

$$A_{th} = \pi \left(\frac{d_{th}}{2} \right)^2$$

A eficiência isentrópica da parte divergente do bocal é definida de forma semelhante a η_{conv} .

$$\eta_{div} = \frac{h_{th} - h_{p1}}{h_{th} - h_{p1,is}} \quad (4.13)$$

As propriedades do fluido primário na secção $p1$ são determinadas de acordo com o modelo proposto por Samaké et al. [55], onde P_{p1} é calculado pela seguinte equação:

$$P_{p1} = P_{th} - C_1(P_{th} - P_y) \quad (4.14)$$

Como $P_{th} > P_{p1} > P_y$, a constante C_1 tem de assumir valores entre 0 e 1, em que o valor nulo representa o caso onde a pressão à saída do bocal é a mesma que a pressão de evaporação.

Concluindo, conhecidos os parâmetros P_a , $T_{a,ex}$, P_0 e \dot{m}_p , o modelo do calcula as variáveis d_{th} , d_{p1} , V_{th} , V_{p1} e P_{th} .

4.2.3 Modelação da expansão do jato primário à saída do bocal primário

Tipicamente, o jato primário deixa o bocal sub expandido, por isso continua a sua expansão até se ajustar à pressão da garganta da câmara de sucção (P_y , que será definida através do estrangulamento do fluxo secundário como será abordado à frente). Para a modelação deste processo foram consideradas os seguintes pressupostos:

- Não existem trocas de calor nem massa entre os dois fluxos;
- A eficiência isentrópica da evolução é dada pela constante η_{py} ;

Com analogia às eficiências do convergente e divergente do bocal primário, η_{py} pode ser definido por:

$$\eta_{py} = \frac{h_{p1} - h_{py}}{h_{p1} - h_{py,is}} \quad (4.15)$$

Onde $h_{py,is}$ é a entalpia na secção y (ver Figura 4.1), supondo uma evolução isentrópica, determinada com P_y e s_{p1} . Ao aplicar novamente a conservação de energia e de massa entre as secções p1 e py, V_{py} e d_{py} podem ser calculados:

$$h_{p1} + \frac{1}{2} V_{p1}^2 = h_{py} + \frac{1}{2} V_{py}^2 \quad (4.16)$$

$$\dot{m}_p = \rho_{py} A_{py} V_{py} \quad (4.17)$$

$$A_{py} = \pi \left(\frac{d_{py}}{2} \right)^2 \quad (4.18)$$

Na equação 4.17, ρ_{py} é avaliado à P_y e h_{py} .

4.2.4 Balanços mássicos e energéticos na câmara de sucção

Na câmara de sucção o fluido secundário é aspirado devido à diferença de pressões que se faz sentir entre a saída do evaporador e a saída do bocal primário, provocada pela expansão do fluxo primário. Devido à troca de energia cinética entre os dois jatos, o fluxo secundário acelera até à secção y do ejetor. Para a modelação desta parte do escoamento foram consideradas as seguintes simplificações:

- Não existem trocas de calor nem de massa entre os jatos;
- A velocidade de entrada do fluido secundário na câmara é desprezável;
- A secção s1 tem a mesma posição que a zona p1;
- A secção y é uma hipotética garganta onde o escoamento secundário atinge a velocidade do som ($Ma = 1$);
- O efeito gravitacional é desprezado;
- A eficiência isentrópica da evolução s1 → y é dada pela constante η_s ;

A definição do modelo matemático para a câmara de sucção é semelhante ao da expansão do fluxo primário. A eficiência isentrópica e as conservações de energia e de massa são dadas por:

$$\eta_s = \frac{h_{s1} - h_{sy}}{h_{s1} - h_{sy,is}} \quad (4.19)$$

$$h_s = h_{s1} + \frac{1}{2} V_{s1}^2 = h_{sy} + \frac{1}{2} V_{sy}^2 \quad (4.20)$$

$$\dot{m}_s = \rho_{s1} A_{s1} V_{s1} = \rho_{sy} A_{sy} V_{sy} \quad (4.21)$$

$$Ma = \frac{V_{sy}}{a_{sy}} = 1 \quad (4.22)$$

A equação 4.22 é necessária para assegurar que o fluxo secundário atinge a velocidade do som (*double choking*) na secção y. Na equação 4.20, a entalpia à entrada da câmara de sucção h_s é avaliada a partir de P_0 e da temperatura $T_0 + T_{sup}$. A entalpia h_{s1} é determinada através de P_{s1} assumindo uma evolução isentrópica ($s_s = s_{s1}$). Novamente de acordo com o modelo proposto por Samaké et al. [55], P_{s1} é determinada por:

$$P_{s1} = P_0 - C_2(P_0 - P_y) \quad (4.23)$$

Visto que $P_0 > P_{s1} > P_y$, C_2 pode assumir valores entre 0 e 1. Os valores de C_1 e C_2 são independentes, com exceção dos casos em que um dos dois é igual à unidade, o que faz com que a mistura tenha início à saída do bocal primário, à pressão P_y .

Na equação 4.19, $h_{sy, is}$ representa a entalpia do fluxo secundário na secção y assumindo uma evolução isentrópica ($s_{s1} = s_{sy}$) à pressão P_y . Por último, as massas volúmicas, ρ_{s1} e ρ_{sy} , são determinadas através das respectivas entalpias e pressões na mesma posição do ejetor. Com as equações definidas para a câmara de sucção, obtém-se os valores de P_y , V_{sy} , ρ_{sy} , d_{sy} , h_{sy} , V_{s1} e d_{s1} .

4.2.5 Modelação da mistura e da onda de choque transversal

Na secção de mistura inicia-se a mistura dos dois escoamentos a pressão constante. Como mencionado anteriormente, o processo da mistura é complexo e de difícil definição matemática. Consequentemente é necessário estabelecer algumas simplificações para manter o modelo relativamente simples. Estas simplificações são:

- O escoamento é adiabático;
- A mistura começa na secção y quando o fluxo secundário atinge $Ma = 1$;
- Na secção m existe uma mistura completa dos dois fluxos;
- Os escoamentos primário e secundário misturam-se a pressão constante ($P_y = P_m$);
- Existe apenas uma onda de choque transversal entre as secções m e as (*after shock*);
- O escoamento depois do choque é subsónico ($Ma < 1$);

Com os pressupostos anteriores, as equações de conservação de massa, de energia e de quantidade de movimento são dadas por:

$$\dot{m}_m = \dot{m}_p + \dot{m}_s = \rho_m A_m V_m \quad (4.24)$$

$$\dot{m}_m \left(h_m + \frac{1}{2} V_m^2 \right) = \dot{m}_p \left(h_{py} + \frac{1}{2} V_{py}^2 \right) + \dot{m}_s \left(h_{sy} + \frac{1}{2} V_{sy}^2 \right) \quad (4.25)$$

$$\dot{m}_m V_m = \dot{m}_p V_{py} + \dot{m}_s V_{sy} \quad (4.26)$$

Com $P_m = P_y$, é possível resolver o sistema constituído pelas equações 4.24 – 4.35 calculando os valores de \dot{m}_m , V_m , h_m e ρ_m . Com o estado definido, são também calculados o título e a entropia do escoamento na secção m (x_m e s_m , respetivamente).

Da mesma forma, aplicando a conservação de massa, de energia e de quantidade de movimento entre a secção m e logo a seguir à onda de choque (secção as) obtém-se:

$$\rho_m V_m = \rho_{as} V_{as} \quad (4.27)$$

$$h_m + \frac{1}{2} V_m^2 = h_{as} + \frac{1}{2} V_{as}^2 \quad (4.28)$$

$$P_m + \rho_m V_m^2 = P_{as} + \rho_{as} V_{as}^2 \quad (4.29)$$

A condição imposta para a resolução do sistema é dada por:

$$Ma_{as} = \frac{V_{as}}{a_{as}} < 1 \quad (4.30)$$

Recorrendo às equações 4.27-4.30, P_{as} , V_{as} , h_{as} e ρ_{as} podem ser calculados. Com o estado definido determinam-se também o título e a entropia na secção logo a seguir à onda de choque.

4.2.6 Modelo matemtico para o difusor do ejtor

No difusor, a mistura comprime-se at atingir a presso P_d . Para a modelao do difusor foram estabelecidas as seguintes consideraes:

- A velocidade do fluido a sada do difusor desprezvel;
- As irreversibilidades no difusor so quantificadas pela eficincia isentrópica η_{dif} .

A eficincia isentrópica η_{dif} definida da seguinte forma:

$$\eta_{dif} = \frac{h_{d,is} - h_{as}}{h_d - h_{as}} \quad (4.31)$$

Assumindo uma evoluo isentrópica, a entalpia a sada do difusor $h_{d,is}$ pode ser calculado pelo seguinte balanço energtico:

$$h_{d,is} = h_{as} + \frac{1}{2} V_{as}^2 \quad (4.32)$$

Com as equaes 4.31 e 4.32 é possível calcular a entalpia a sada do difusor (h_d), que juntamente com P_d definem o estado do fluido a sada do ejtor, a partir do qual se pode determinar o título (x_d), a massa volúmica (ρ_d) e a entropia (s_d). Aplicando a equao da continuidade, a área da seo a sada do ejtor pode ser calculada:

$$\dot{m}_m = \rho_d A_d V_d \quad (4.33)$$

Na equao 4.25 é assumindo que V_d é desprezvel. Entretanto, para ser possível utilizar a equao 4.33, é necessrio que $V_d \neq 0$. Uma velocidade de $V_d = 8 \text{ m/s}$ foi assumida, que é uma velocidade típica para a sada do difusor em sistemas transcrticos de CO₂ [43].

4.2.7 Determinao dos comprimentos das várias sees do ejtor

Os comprimentos L_{div} , L_y , e L_d (ver Figura 4.1) so determinados com os diâmetros d_{th} , d_{p1} , d_y , d_m e d_d pelas seguintes equaes:

$$L_{div} = (d_{p1} - d_{th}) / (2 \tan \theta_{div}) \quad (4.34)$$

$$L_y = (d_1 - d_m) / (2 \tan \theta_y) \quad (4.35)$$

$$L_d = (d_d - d_m) / (2 \tan \theta_{dif}) \quad (4.36)$$

Nas equaes anteriores, θ_{div} , θ_y e θ_{dif} so os meios ngulos das respectivas sees do ejtor. O valor destes foi escolhido de acordo com valores típicos encontrados na literatura para ejtores transcrticos de CO₂ [56]. O diâmetro d_1 é correspondente à área A_1 , calculada a partir da equao:

$$A_1 = A_{p1} + A_{s1} \quad (4.37)$$

Por fim, no modelo desenvolvido no existe possibilidade de determinar a posio da onda de choque na zona de área constante. Como tal, é escolhido um valor de acordo com o estudo efetuado por Nakagawa et al. [57], no qual conclui que o valor ótimo para L_m num ciclo transcrtico de CO₂ é por volta de $0,015 \text{ mm}$.

5 Discussão de resultados

5.1 Validação do modelo desenvolvido

A validação precisa do modelo desenvolvido foi difícil, pois os dados encontrados na literatura fazem referência a ejetores transcíticos de CO₂ de geometria fixa a operarem em regime *single choking*. Como já explicado anteriormente, existem diferenças significativas entre um ejetor a operar em regime *single choking* e *double choking*. Por esta razão e visto que o modelo é desenvolvido para operar apenas em regime *double choking*, é difícil validar o modelo para o processo de mistura dos escoamentos. Contudo, foi efetuada a comparação dos fluxos primários máximos calculados com o modelo com resultados de três trabalhos disponíveis na literatura para ciclos transcíticos de CO₂, como mostra a Figura 5.1. A simulação foi efetuada com P_a , $T_{a,ex}$ e d_{th} iguais aos dos trabalhos experimentais (Anexo A). Foi assumido um valor para a constante de eficiência $\eta_{conv} = 0,9$. Atendendo aos resultados de Smolka et al. [43] para um bocal tipo convergente-divergente com um diâmetro da garganta de 1 mm, os cálculos do modelo mostraram um erro relativo máximo de 13,73%. Zhu et al. [58] estudou um ejetor com um bocal apenas convergente com diâmetro de saída de 1,1 mm. O erro da simulação encontra-se entre 0,093% e 9,57%. Banasiak e Hafner [56] utilizou um bocal com garganta de 0,96 mm de diâmetro no seu trabalho. Foi registado um erro relativo de 12,46% em comparação com o único valor do caudal primário do trabalho. Com base nestes resultados, percebe-se que a precisão do modelo varia para diferentes condições operacionais na entrada do bocal primário, apresentando um erro relativo médio de 5,54%.

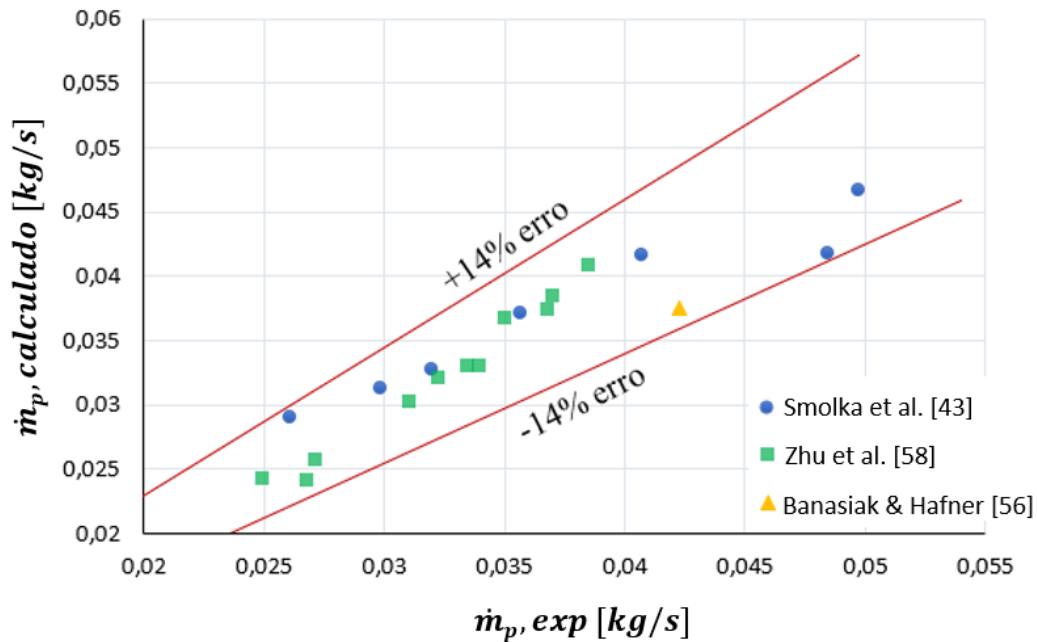


Figura 5.1 – Comparação dos caudais primários calculados pelo modelo com os de três trabalhos disponíveis na literatura.

Na Tabela 5.1 está presente uma comparação entre uma geometria calculada e a utilizada por Banasiak e Hafner [56], considerando as mesmas condições operacionais. As constantes C_1 e C_2 foram ajustadas para os valores de 0,41 e 0,0125, respetivamente, para que as pressões P_{p1} e P_{s1} coincidissem com as pressões experimentais. Note-se como d_m calculado pelo modelo é menor quase 1 mm do que o utilizado no trabalho. Isto deve-se ao facto de que, em regime *double choking*, as velocidades serem maiores e as pressões menores na secção de área constante do ejetor. Porém, as razões L_m/d_m são próximas, com uma diferença de 8%.

Tabela 5.1 - Comparação das dimensões calculadas com as da literatura

[mm]	d_{th}	d_{p1}	d_y	d_m	d_d	L_{div}	L_y	L_m	L_d	L_m/d_m
Presente Modelo	1,018	1,1125	2,04	2,018	6,751	3,033	2,573	15	54,2	7,357
Banasiak e Hafner [56]	0,96	1,09	2,5	3	6	3,72	2,5	24	34,36	8

5.2 Análise do desempenho do sistema

O sistema frigorífico de ciclo transcrito de CO₂ foi simulado para pressões de evaporação constantes de 2,5 e 3,5 MPa e para temperaturas do fluido à saída do arrefecedor de gás de 38 °C e 40 °C. Foi assumindo em todos os casos 5 °C de sobreaquecimento à saída do evaporador e uma potência frigorífica constante e igual a 7 kW. Em primeira estância, foram analisadas as variações de pressões ao longo do eixo do ejetor para três casos distintos. Seguidamente, foi observado a influência de P_a em \dot{m}_p e no COP e por último foi avaliado a tendência do indicador Δ COP em função de P_a .

Para analisar o comportamento do CO₂ dentro do ejetor, a variação da pressão ao longo do ejetor é apresentada na Figura 5.2. O caso 1 na figura foi tomado como referência com $P_a = 9,5$ MPa e $P_0 = 3,5$ MPa. No caso 2, P_a foi aumentada de 9 MPa para 10 MPa e no caso 3, P_0 desceu de 3,5 MPa para 2,5 MPa, em relação ao caso 1. Todos os casos foram calculados para a mesma $R_c = 1,3$. Observando os casos 1 e 2 da figura, é possível concluir que P_m e P_y são independentes de P_a . Porém, pela a análise dos casos 1 e 3, percebe-se que P_m e P_y diminuem ($\approx 0,5$ MPa para o caso da figura) com o decréscimo de P_0 . Este comportamento deve-se ao estrangulamento do fluxo secundário que apenas dependente das condições operacionais à saída do evaporador. Note-se que a pressão recuperada pela onda de choque é sempre maior que a recuperada no difusor.

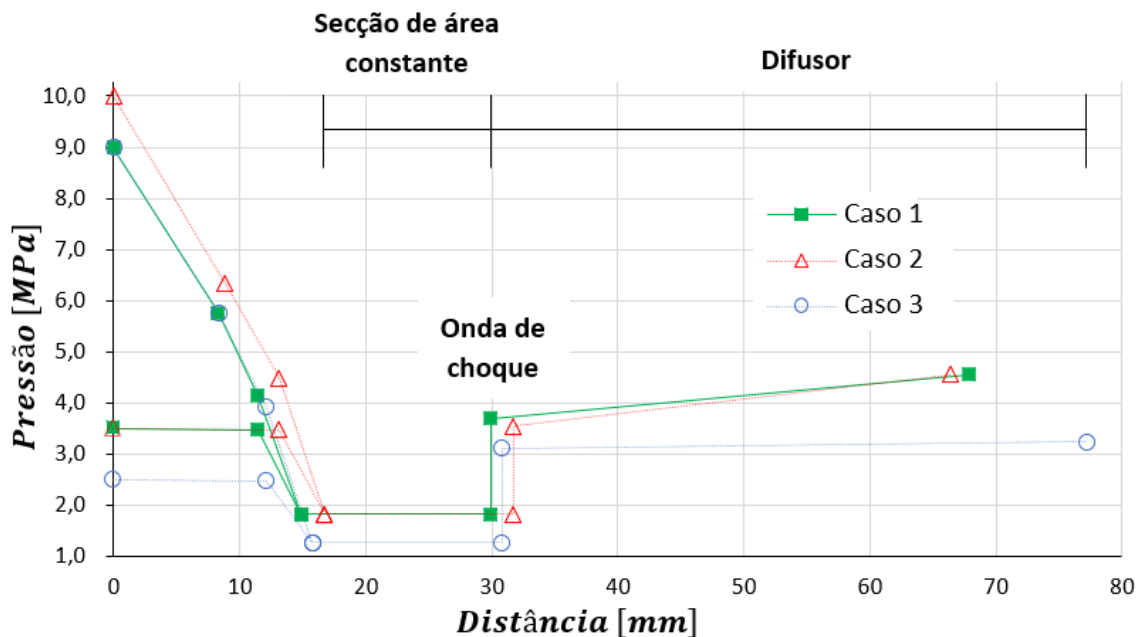


Figura 5.2 – Variação da pressão ao longo do eixo do ejetor.

Para uma determinada potência frigorífica, o COP do sistema aumenta e \dot{m}_p diminui à medida que P_a cresce até certo valor ($P_{a,\acute{o}t}$). Quando P_a aumenta para pressões superiores a $P_{a,\acute{o}t}$, o COP começa a descer, mostrando assim um valor máximo ($COP_{m\acute{a}x}$). O $COP_{m\acute{a}x}$ ocorre para a mesma $P_{a,\acute{o}t}$ independentemente de P_0 , P_d e T_0 . Entretanto um aumento em P_0 ou P_d , ou uma diminuição de $T_{a,ex}$ provoca um aumento no $COP_{m\acute{a}x}$. Para além deste efeito, uma diminuição de $T_{a,ex}$ também faz com que o $COP_{m\acute{a}x}$ seja alcançado a uma $P_{a,\acute{o}t}$ maior. Esta dependência do COP pode ser explicada com a variação do \dot{m}_p . A Figura 5.3 mostra \dot{m}_p e o COP em função de P_a para diferentes valores de P_0 e $T_{a,ex}$. Como esperado, os valores de \dot{m}_p tem um comportamento contrário ao COP do sistema. Este comportamento deve-se ao facto de \dot{m}_s ser o mesmo para determinado \dot{Q}_0 e P_0 , enquanto \dot{m}_p cresce à medida que P_a aumenta fazendo assim diminuir λ . Pelo gráfico da figura percebe-se que o $COP_{m\acute{a}x}$ é atingido para $P_{a,\acute{o}t}$ diferentes, entre 8,5 MPa e 10 MPa, dependendo de $T_{a,ex}$. Este comportamento também é verificado em vários trabalhos disponíveis na literatura [26, 59]. Na figura estão assinaladas duas retas que representam as linhas de tendência do $COP_{m\acute{a}x}$ com a variação de $P_{a,\acute{o}t}$ para as duas P_0 . Pela diferença de declives das retas conclui-se que para P_0 mais elevadas a $P_{a,\acute{o}t}$ fica mais sensível à variação de temperatura. É de notar também que a $T_{a,ex}$ tem uma influência significativa nos valores de \dot{m}_p e do COP, especialmente para pressões inferiores a 10 MPa. Por exemplo, para $P_a = 9$ MPa e $P_0 = 3,5$ MPa um aumento de 2 °C provoca um aumento de 32% em \dot{m}_p e uma diminuição de 25% no COP. Por sua vez, \dot{m}_p não apresenta uma dependência significativa de P_0 .

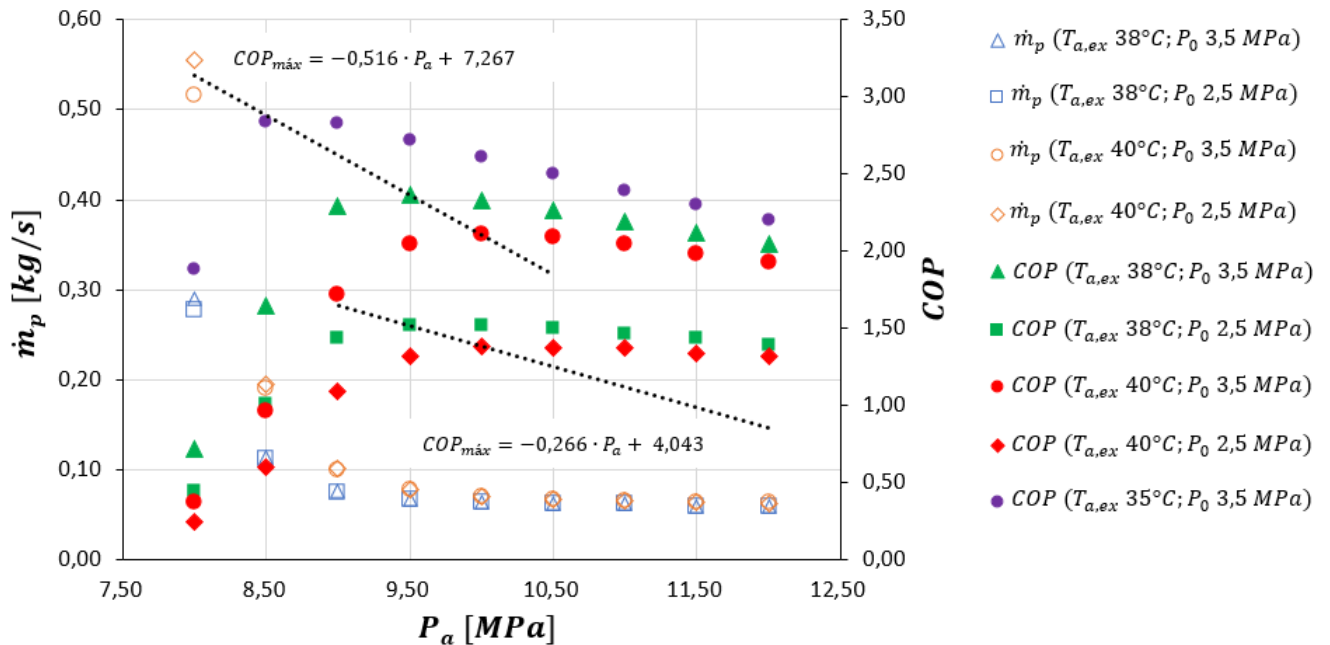


Figura 5.3 - Variação de \dot{m}_p e do COP com a P_a para diferentes valores de $T_{a,ex}$ e P_0 .

A Figura 5.4 apresenta o aumento relativo do COP do ciclo com ejetor em comparação com o ciclo tradicional em função de P_a para valores de R_c de 1,2 e 1,3 e de P_0 de 2,5 MPa e 3,5 MPa. Com a análise da figura, conclui-se que ΔCOP tal como o COP apresentam um valor máximo para valores de P_a perto dos 9,5 MPa. Este comportamento também está presente no estudo feito por Lucas et al. [36], embora com valores do COP mais baixos. Pelos valores de ΔCOP em alguns resultados, conclui-se que para determinada P_0 existe uma gama de P_a e R_c a partir da qual se justifica a utilização de um ejetor no ciclo transcrito de CO₂ e que o ganho de desempenho do sistema pode ser superior a 20%. Comparando os gráficos das Figuras 5.3 e 5.4, é novamente perceptível que, para o caso de um ejetor em regime *double choking*, $T_{a,ex}$ é a principal dependência de $P_{a,\acute{o}t}$.

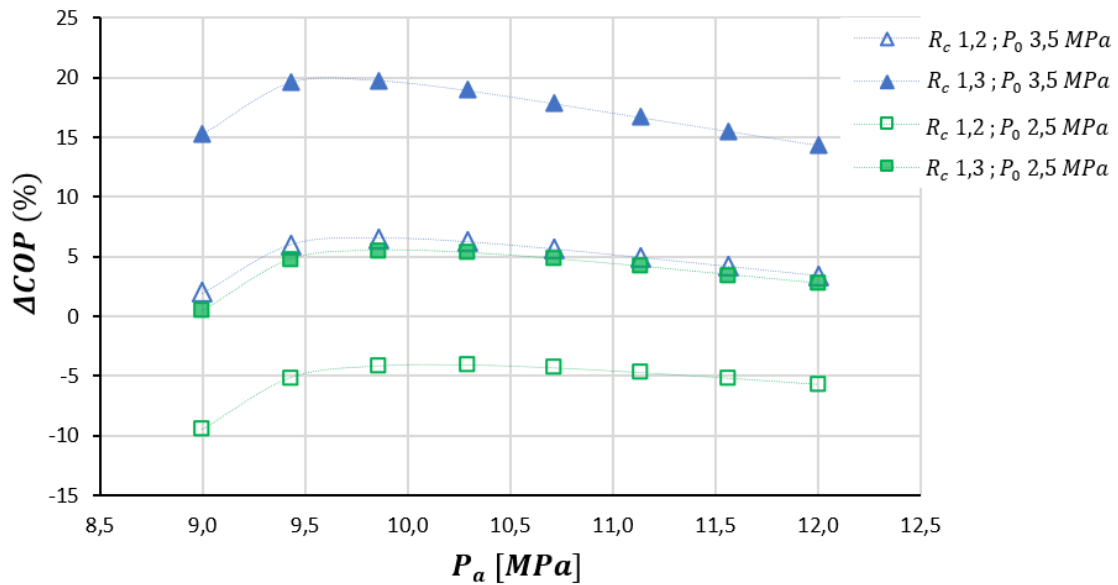


Figura 5.4 – Variação do indicador ΔCOP com P_a para diferentes valores de R_c e P_0 .

5.3 Efeito das condições operacionais na geometria do ejetor

Para estudar o comportamento da razão de áreas com a variação das condições operacionais do ciclo transcítico de CO₂, primeiramente foi calculado r_A para diferentes valores de P_a , mantendo constantes $P_0 = 3,5$ MPa e $P_d = 4,6$ MPa, como mostra a Figura 5.5. Repare-se como existe uma acentuada variação de r_A e do COP , novamente para valores de P_a entre 8,5 MPa e 10 MPa. Neste intervalo existe uma redução de 49% e 42% de r_A para $T_{a,ex} = 40^\circ C$ e $38^\circ C$, respectivamente. No gráfico da figura, é possível perceber novamente o aumento da $P_{a,ót}$ com a subida de $T_{a,ex}$.

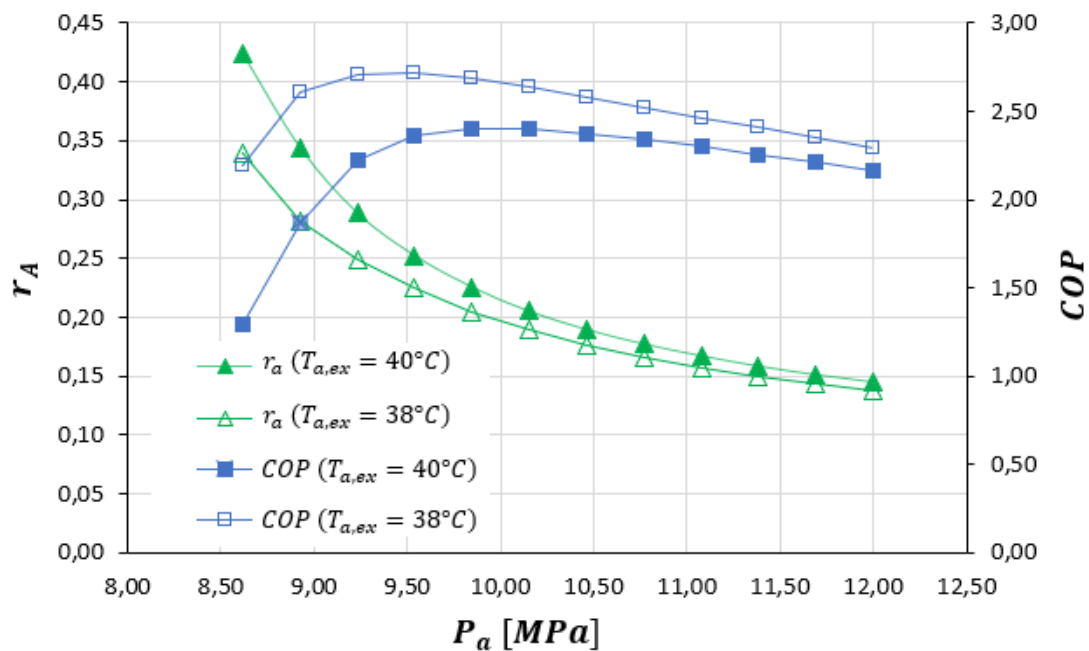


Figura 5.5 - Variação de r_A e do COP com a P_a para dois valores de $T_{a,ex}$ diferentes.

De seguida, foi efetuado o mesmo procedimento, desta vez mantendo P_a e P_d constantes e iguais a 9,5 MPa e 4,6 MPa, respetivamente, fazendo variar P_0 entre 2 MPa e 4 MPa para valores de $T_{a,ex}$ iguais a 38°C e 40°C, como mostra a Figura 5.6. Novamente, a variação de r_A entre o intervalo de pressões é significativo. Neste caso, r_A tem um comportamento linear e apresenta um aumento de cerca de 67% para ambos os casos representados na figura. Conclui-se também que o COP não depende de P_0 . Esta independência deve-se ao facto de que, para \dot{Q}_0 constante, o COP apenas depende do trabalho do compressor (\dot{W}_{comp}), sendo este último independente de P_0 e apenas dependente de \dot{m}_p e P_a . Mais uma vez, a influência de $T_{a,ex}$ no COP do sistema é nítida, havendo um aumento de 15,7% no COP com uma diminuição de $T_{a,ex}$ de 40°C para 38°C.

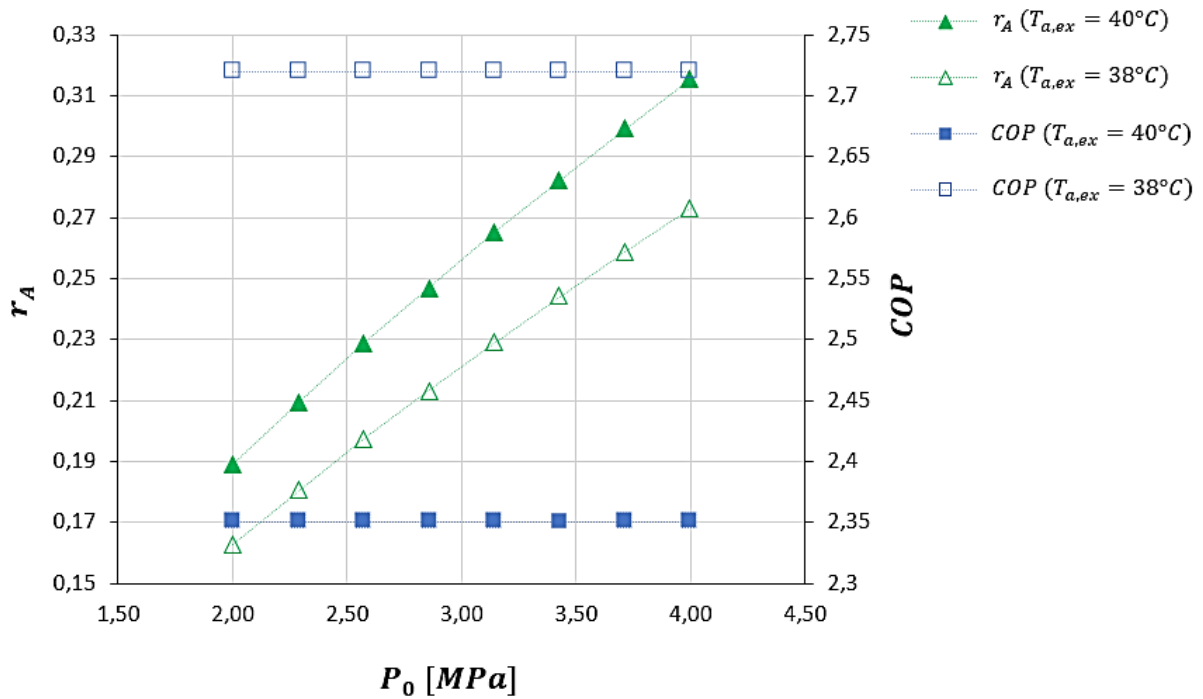


Figura 5.6 - Variação de r_A e do COP em função de P_0 para dois valores de $T_{a,ex}$ diferentes.

Ainda segundo o mesmo procedimento, fez-se variar P_d entre 4,5 MPa e 6 MPa, mantendo P_0 constante e igual a 3,5 MPa e P_a também constante e igual a 9,5 MPa, para $T_{a,ex}$ de 38°C e 40°C, como mostra a Figura 5.7. Como esperado, P_d tem grande influência no COP do sistema visto que o seu aumento está diretamente relacionado com a diminuição de \dot{W}_{comp} . Porém, r_A não aparenta ter uma dependência significativa de P_d , pois entre o intervalo de pressões presente na figura apenas apresenta uma diferença de 1,4% e 2,3% correspondente a $T_{a,ex}$ igual a 38°C e 40°C, respetivamente. Entretanto, para este caso r_A apresenta um mínimo, sendo que este ocorre para diferentes valores de P_d dependendo novamente de $T_{a,ex}$. Com os últimos três gráficos, conclui-se que o sistema é bastante sensível à variação de $T_{a,ex}$, especialmente para pressões de arrefecimento no intervalo de 8 MPa e 10 MPa. Como foi explicado no capítulo 3, por vezes o controlo das condições na saída do arrefecedor de gás é difícil, sendo $T_{a,ex}$ muitas vezes dependente da temperatura ambiente.

Por último, foi estabelecido um valor fixo para r_A de 0,25 de forma a avaliar o comportamento da geometria do ejetor com as condições operacionais. Os primeiros cálculos foram efetuados variando P_a com $P_0 = 3,5$ MPa, $T_{a,ex} = 38^\circ\text{C}$ e $R_c = 1,3$, como apresentado na Figura 5.8. As

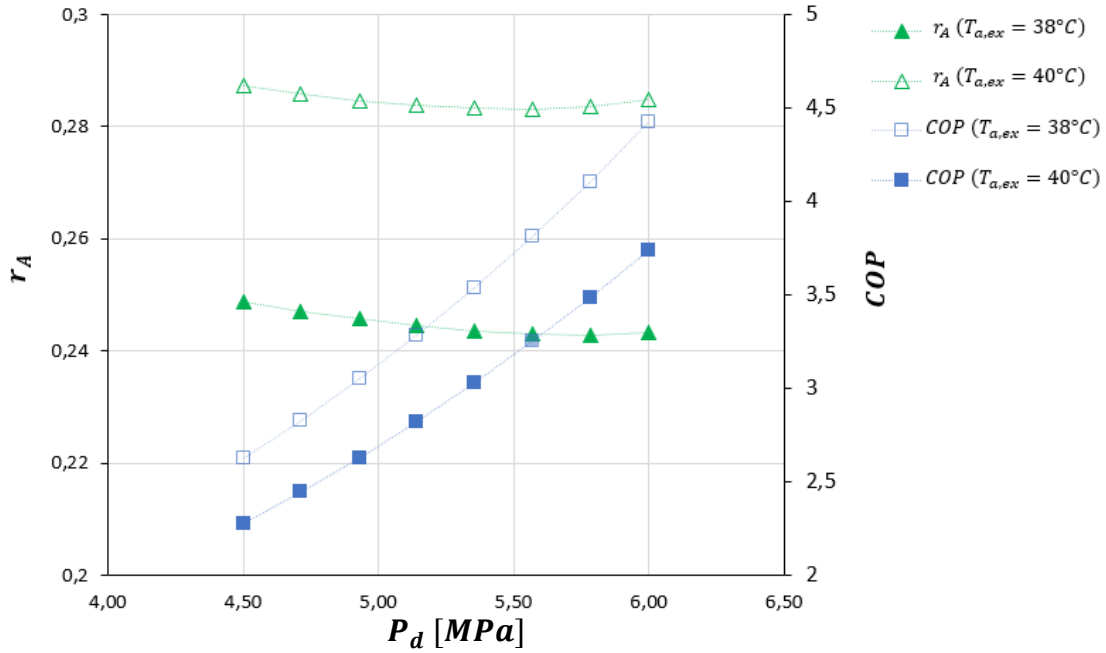


Figura 5.7 – Variação das dimensões do ejetor em função de P_a para r_A , P_0 e R_c constantes.

dimensões d_{th} e d_m aumentam de forma linear à medida que P_a sobe de maneira a manter r_A constante. Um dos parâmetros mais afetados é L_{div} que entre no intervalo de pressões da figura cresce de 1,67 mm para 12,26 mm. A dimensão L_y é maior que L_{div} para P_a mais baixas e decresce com o aumento de P_a até certo um valor em que passa L_{div} passa a ser maior. Até ao valor de P_a no qual esta transição ocorre, tanto L_d como o comprimento total do ejetor (L_{total}) não apresentam uma variação significativa. Porém, à medida que P_a toma valores mais elevados, L_{total} sofre um aumento linear devido ao aumento também linear de L_d e também porque a taxa de crescimento de L_{div} é maior que o decréscimo percentual de L_y . Para o caso simulado, L_{total} cresce 4% até de $P_a = 8 \text{ MPa}$ até, sensivelmente, $P_{a,\dot{o}t} = 9,5 \text{ MPa}$ e depois 38,5% até $P_a = 12 \text{ MPa}$.

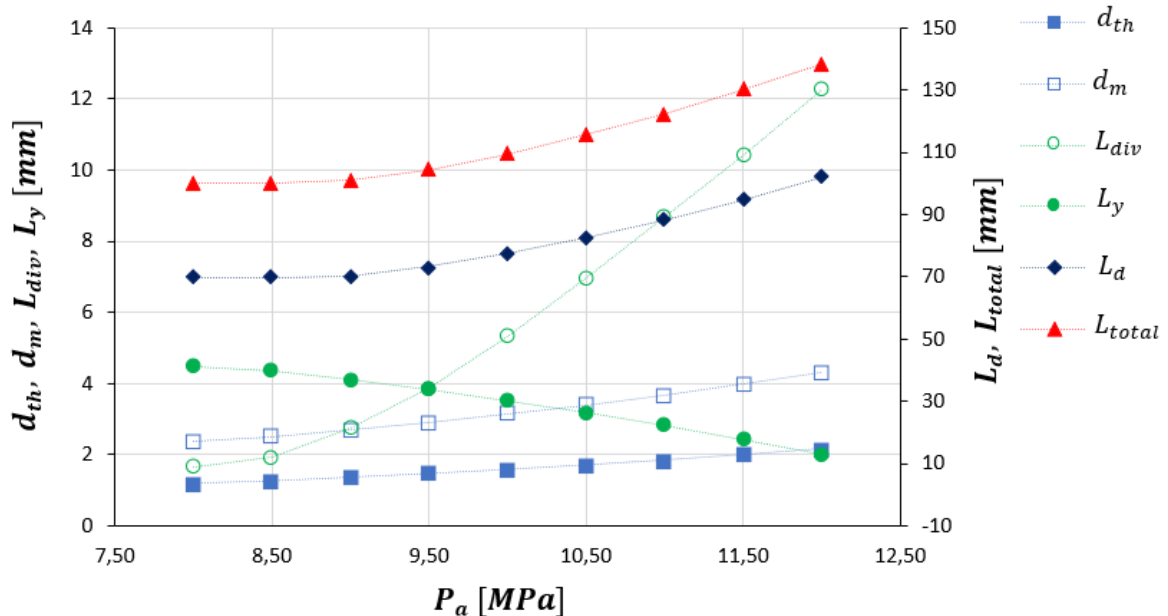


Figura 5.8 - Variação das dimensões do ejetor com P_a para um valor fixo de r_A .

Para os cálculos seguintes, fez-se variar P_0 de 2 MPa a 4 MPa mantendo constante $P_a = 9,5 \text{ MPa}$, $T_{a,ex} = 38^\circ\text{C}$ e $R_c = 1,3$, como apresentado na Figura 5.9. À semelhança do caso anterior, as tendências de L_{div} e L_y são contrárias, sendo que a primeira decresce e a segunda cresce com o aumento de P_0 . Todas as outras dimensões apresentam um decréscimo linear para P_0 maiores que 2,5 MPa, sendo que para valores menores a variação torna-se mais acentuada. No intervalo de P_0 entre 2,5 MPa e 4 MPa L_{total} diminui 40% e 34% de 2 MPa a 2,5 MPa.

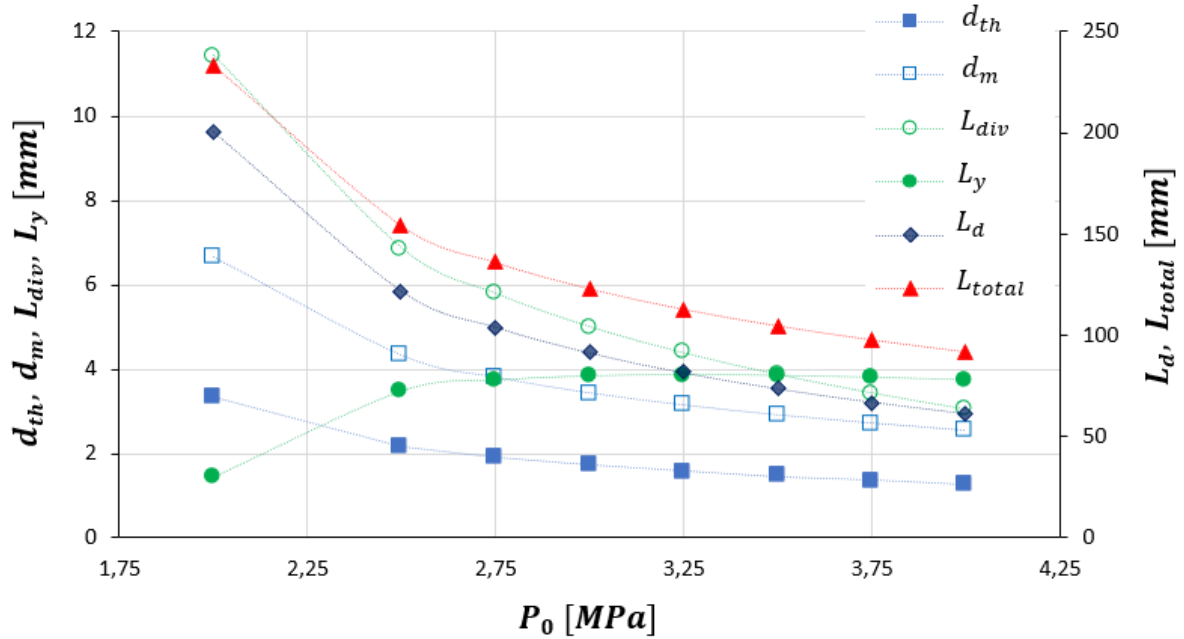


Figura 5.9 - Variação das dimensões do ejetor com P_0 para um valor fixo de r_A .

É possível concluir que, para os dois casos abordados, a média do comprimento total do ejetor é de 126 mm. Note-se também que os comportamentos dos comprimentos L_{total} e L_d são semelhantes, o que pode ser justificado pelo facto do comprimento do difusor representar em média 73% do comprimento total do ejetor.

6 Concluses gerais e sugestes para trabalhos futuros

O presente trabalho teve como objetivo principal o desenvolvimento de um modelo matemtico para efetuar o clculo das principais dimenses de um ejtor a operar em condies de projeto, num sistema transcrtico de CO₂ para efeitos de refrigerao. As simulaes foram efetuadas para vrias condies operacionais do sistema com o objetivo de perceber como estas influenciam o desempenho do sistema e a geometria do ejtor.

O modelo foi validado a partir da comparao dos fluxos primrios calculados com dados experimentais publicados na literatura. Os resultados apresentaram um erro relativo mdio de 5,54%, sendo que o erro mximo registado foi de 13,73%. Para as restantes partes do ejtor, no houve uma validao to direta devido ao pressuposto do funcionamento do ejtor em regime *double choking*. Por este motivo, seria importante a realizao de um trabalho experimental ou CFD com o objetivo de validar por completo o presente modelo.

Foram realizadas simulaes do sistema em funo das condies operacionais, incluindo a presso de arrefecimento, a presso de evaporao e a temperatura sa da do arrefecedor. Com a anlise da variao de presso ao longo do ejtor para os casos simulados com diferentes condies na entrada do ejtor, foi possvel concluir que, em regime *double choking*, a presso na sec o de rea constante apenas depende das condies do sistema sa da do evaporador e e inferior em comparao ao regime *single choking* para as mesmas condies. Percebeu-se tambm que a presso recuperada pela onda de choque e maior que a recuperada no difusor e tanto maior quanto menor for a presso na sec o constante. O modelo no consegue prever a que ponto na sec o de rea constante do ejtor se da a onda de choque.

Nas simulaes realizadas para presses de arrefecimento entre 8 MPa e 12 MPa, foi claramente identificado um COP mximo do sistema para uma presso de arrefecimento o tima. O maior COP observado (2,84) foi calculado para uma presso de evaporao igual a 3,5 MPa, uma presso de sa da do ejtor de 4,55 MPa e uma temperatura sa da do arrefecedor de 35°C. Foi tambm observado que a presso de arrefecimento o tima encontra-se entre as presses 8,5 MPa e 10 MPa, dependendo das outras condies operacionais. Neste intervalo a presso o tima do sistema depende da temperatura sa da do arrefecedor. Existe ainda uma diminuio linear do $COP_{m\acute{a}x}$ do sistema em funo da presso de arrefecimento provocada pela diminuio da mesma. Esta sensibilidade do sistema diminui com o aumento da presso de evaporao. Concluiu-se tambm que o uso de um ejtor nos ciclos transcrticos de CO₂ pode resultar num aumento do seu desempenho at 20%.

Os resultados referentes a anlise da geometria do ejtor mostram uma diminuio da razo de reas de 49% com o aumento da presso de arrefecimento de 8,5 MPa at 10 MPa, e uma diminuio de 67% com o aumento da presso de evaporao entre 2 MPa e 4 MPa. Concluiu-se ento que existe uma forte dependncia do desempenho do sistema com a geometria do ejtor. Foi ainda concluido que para uma razo de rea fixa, o comprimento total do ejtor aparenta um aumento significativo para presses de arrefecimento superiores a 10 MPa e que o comprimento mdio total do ejtor registado foi de 126 mm, nos quais 73% so representados pelo comprimento do difusor.

Finalmente, o desempenho dos sistemas de refrigerao com ciclos transcrticos de CO₂ e claramente beneficiado pelo uso de um ejtor para a recuperao de trabalho de expanso. Para sistemas com variaes das condies operacionais significativas existe a necessidade do

desenvolvimento de tecnologias para ser possível o ajuste da geometria do ejetor de forma ativa. A utilização de um ejetor de geometria variável pode ser uma boa solução para o controlo do desempenho dos ciclos transcíticos de CO₂.

Com base nas conclusões tomadas, sugere-se a experimentação ou a simulação em CFD de um sistema transcítico de CO₂ com ejetor em regime *double choking* para que seja possível uma completa validação do modelo elaborado. Seria também interessante realizar uma diferente abordagem à zona de mistura no modelo do ejetor de modo a que o dimensionamento do comprimento da secção de área constante fosse otimizado. Ainda para o melhoramento do modelo, sugere-se também a obtenção dos valores das constantes isentrópicas por via experimental de maneira a obter resultados mais próximos da realidade. Por último, seria também oportuno a realização de uma análise de custos após o dimensionamento do ejetor de maneira a perceber se o fabrico do ejetor é rentável face ao projeto para o qual será utilizado.

Referências

1. IEA, *Key World Energy Statistics*. 2017.
2. IEA, *World energy outlook 2010*. Paris: OECD/IEA; 2010.
3. Lin, B., O.E. Omoju, and J.U. Okonkwo, *Factors influencing renewable electricity consumption in China*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **55**: p. 687-696.
4. Geologia, D.G.d.E.e., *Energia em Portugal*. 2015.
5. Kaygusuz, K., *Energy for sustainable development: A case of developing countries*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2012. **16**(2): p. 1116-1126.
6. Afonso, C.F., *Refrigeração*. 2013.
7. Mota-Babiloni, A., et al., *Commercial refrigeration – An overview of current status*. International Journal of Refrigeration, 2015. **57**: p. 186-196.
8. Evans, J.A., et al., *Specific energy consumption values for various refrigerated food cold stores*. Energy and Buildings, 2014. **74**: p. 141-151.
9. Sarbu, I., *A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems*. International Journal of Refrigeration, 2014. **46**: p. 123-141.
10. Patterson, M.G., *What is energy efficiency? Concepts, indicators and methodological issues*. 1996.
11. Evans, J.A., et al., *Assessment of methods to reduce the energy consumption of food cold stores*. Applied Thermal Engineering, 2014. **62**(2): p. 697-705.
12. Calm, J.M., *Refrigerant Transitions ... Again*. ASHRAE-NIST Refrigerants Conference. 2012.
13. Benhadid-Dib, S. and A. Benzaoui, *Refrigerants and their Environmental Impact Substitution of Hydro Chlorofluorocarbon HCFC and HFC Hydro Fluorocarbon. Search for an Adequate Refrigerant*. Energy Procedia, 2012. **18**: p. 807-816.
14. Bolaji, B.O. and Z. Huan, *Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **18**: p. 49-54.
15. Hundy, G.F., A.R. Trott, and T.C. Welch, *Refrigerants*. 2016: p. 41-58.
16. IPCC, *Climate Change 2007*. Fourth Assessment Report of the IPCC, 2007.
17. Didion, J.M.C.D.A., *Trade-offs in refrigerant selections past, present, and future*. 1998.
18. *Kyoto Protocol*. Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change, 1997.
19. Calm, J.M., *The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook*. International Journal of Refrigeration, 2008. **31**(7): p. 1123-1133.
20. JM, C., *Comparative Global Warming Impacts of Electric Vapor-Compression and Direct-Fired Absorption Equipment*. . Eletrical Power Research Institute (EPRI), 1993.
21. ASHRAE, *Natural Refrigerants* 2011.
22. Bansal, P., *A review – Status of CO₂ as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities*. Applied Thermal Engineering, 2012. **41**: p. 18-29.

23. Kim, M., *Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems*. Progress in Energy and Combustion Science, 2004. **30**(2): p. 119-174.
24. S.M Liao, T.S.Z., A. Jakobsen, *A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical CO₂ cycles*. 1999.
25. Ge, Y.T. and S.A. Tassou, *Control optimisation of CO₂ cycles for medium temperature retail food refrigeration systems*. International Journal of Refrigeration, 2009. **32**(6): p. 1376-1388.
26. Li, D. and E.A. Groll, *Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device*. International Journal of Refrigeration, 2005. **28**(5): p. 766-773.
27. Cho, H., C. Ryu, and Y. Kim, *Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger*. International Journal of Refrigeration, 2007. **30**(4): p. 664-671.
28. Goll, R., *Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine*. 1998.
29. Elbel, S. and N. Lawrence, *Review of recent developments in advanced ejector technology*. International Journal of Refrigeration, 2016. **62**: p. 1-18.
30. Heyl, P., W. Kraus, and H. Quack, *Expander-compressor for a more efficient use of CO₂ as refrigerant*. Science et technique du froid, 1998: p. 240-248.
31. Kornhauser, A.A., *The use of an ejector as a refrigerant expander*. 1990.
32. Liu, J., J. Chen, and Z. Chen. *Thermodynamic analysis on trans-critical R744 vapor-compression/ejection hybrid refrigeration cycle*. in *Preliminary Proc. 5th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids at Guangzhou, Guangzhou, China*. 2002.
33. Elbel, S.W. and P.S. Hrnjak, *Effect of internal heat exchanger on performance of transcritical CO₂ systems with ejector*. 2004.
34. Lee, J.S., M.S. Kim, and M.S. Kim, *Experimental study on the improvement of CO₂ air conditioning system performance using an ejector*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(7): p. 1614-1625.
35. Elbel, S. and P. Hrnjak, *Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation*. International Journal of Refrigeration, 2008. **31**(3): p. 411-422.
36. Lucas, C. and J. Koehler, *Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector*. international journal of refrigeration, 2012. **35**(6): p. 1595-1603.
37. Nakagawa, M., A.R. Marasigan, and T. Matsukawa, *Experimental analysis on the effect of internal heat exchanger in transcritical CO₂ refrigeration cycle with two-phase ejector*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(7): p. 1577-1586.
38. Zhang, Z.-y., et al., *Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle*. Applied Thermal Engineering, 2013. **50**(1): p. 932-938.
39. Lawrence, N. and S. Elbel, *Theoretical and practical comparison of two-phase ejector refrigeration cycles including First and Second Law analysis*. International Journal of Refrigeration, 2013. **36**(4): p. 1220-1232.
40. Hafner, A., S. Försterling, and K. Banasiak, *Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration*. International Journal of Refrigeration, 2014. **43**: p. 1-13.

41. Schönenberger, J., et al. *Experience with ejectors implemented in a R744 booster system operating in a supermarket*. in *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hangzhou, China*. 2014.
42. Little, A.B. and S. Garimella, *A critical review linking ejector flow phenomena with component- and system-level performance*. International Journal of Refrigeration, 2016. **70**: p. 243-268.
43. Smolka, J., et al., *A computational model of a transcritical R744 ejector based on a homogeneous real fluid approach*. Applied Mathematical Modelling, 2013. **37**(3): p. 1208-1224.
44. Besagni, G., R. Mereu, and F. Inzoli, *Ejector refrigeration: A comprehensive review*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2016. **53**: p. 373-407.
45. IW, E., *A new prescription for the design of supersonic jet-pumps: the constant rate of momentum change method*. Applied Thermal Engineering, 2002: p. 121-31.
46. Chen, X., et al., *Recent developments in ejector refrigeration technologies*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013. **19**: p. 629-651.
47. Expósito Carrillo, J.A., F.J. Sánchez de La Flor, and J.M. Salmerón Lissén, *Thermodynamic comparison of ejector cooling cycles. Ejector characterisation by means of entrainment ratio and compression efficiency*. International Journal of Refrigeration, 2017. **74**: p. 371-384.
48. Varga, S., P.M. Lebre, and A.C. Oliveira, *CFD study of a variable area ratio ejector using R600a and R152a refrigerants*. International Journal of Refrigeration, 2013. **36**(1): p. 157-165.
49. Zhu, Y. and P. Jiang, *Theoretical model of transcritical CO₂ ejector with non-equilibrium phase change correlation*. International Journal of Refrigeration, 2017.
50. Ahammed, M.E., S. Bhattacharyya, and M. Ramgopal, *Thermodynamic design and simulation of a CO₂ based transcritical vapour compression refrigeration system with an ejector*. International Journal of Refrigeration, 2014. **45**: p. 177-188.
51. Huang, B.J., et al., *A 1-D analysis of ejector performance*. International Journal of Refrigeration, 1999. **22**(5): p. 354-364.
52. Sherif, S.A., et al., *Analysis and modeling of a two-phase jet pump of a thermal management system for aerospace applications*. International Journal of Mechanical Sciences, 2000. **42**(2): p. 185-198.
53. He, Y., J. Deng, and Z. Zhang, *Thermodynamic study on a new transcritical CO₂ ejector expansion refrigeration system with two-stage evaporation and vapor feedback*. Hvac&R Research, 2014. **20**(6): p. 655-664.
54. Lund, H. and T. FLÅTTEN. *Equilibrium conditions and sound velocities in two-phase flows*. in *SIAM Annual Meeting, Pittsburg, Pennsylvania, USA*. 2010.
55. Samaké, O., N. Galanis, and M. Sorin, *On the design and corresponding performance of steam jet ejectors*. Desalination, 2016. **381**: p. 15-25.
56. Banasiak, K. and A. Hafner, *1D Computational model of a two-phase R744 ejector for expansion work recovery*. International Journal of Thermal Sciences, 2011. **50**(11): p. 2235-2247.
57. Nakagawa, M., et al., *Experimental investigation on the effect of mixing length on the performance of two-phase ejector for CO₂ refrigeration cycle with and without heat exchanger*. International Journal of Refrigeration, 2011. **34**(7): p. 1604-1613.

58. Zhu, Y., et al., *Flow visualization of supersonic two-phase transcritical flow of CO₂ in an ejector of a refrigeration system*. International Journal of Refrigeration, 2017. **74**: p. 354-361.
59. Deng, J.-q., et al., *Particular characteristics of transcritical CO₂ refrigeration cycle with an ejector*. Applied Thermal Engineering, 2007. **27**(2-3): p. 381-388.

Anexos

Anexo A – Tabela de dados utilizados para a comparação dos \dot{m}_p calculados com os de três trabalhos da literatura no processo de validação do modelo.

	P _a [MPa]	T _{a,ex} [°C]	m _p [kg/s]		Erro (%)
			Exp.	Modelo	
Smolka et al. d _{th} =1 [mm]	8,456	35,4	0,0260	0,0290	11,32
	8,668	33,4	0,0319	0,0327	2,38
	8,846	36,5	0,0298	0,0312	4,69
	9,091	26,7	0,0484	0,0417	13,73
	9,455	36,3	0,0356	0,0371	3,98
	9,850	35,5	0,0407	0,0415	2,11
	9,915	29,9	0,0497	0,0467	6,05
Zhu et al. d _{th} =1,1 [mm]	7,240	30,5	0,0249	0,0242	2,45
	7,300	31,3	0,0267	0,0241	9,57
	7,500	32,1	0,0271	0,0258	4,76
	7,610	31,7	0,0275	0,0313	13,65
	7,910	33,9	0,0310	0,0303	2,19
	7,940	33,4	0,0321	0,0322	0,093
	7,980	33,2	0,0334	0,0330	1,22
	8,000	33,3	0,0339	0,0331	2,44
	8,390	33,4	0,0349	0,0368	5,35
	8,440	33,3	0,0367	0,0374	1,82
	8,640	34,1	0,0369	0,0385	4,27
	8,910	34,5	0,0384	0,0408	6,32
Banasiak & Hafner d _{th} =0,96 [mm]	10,112	39,3	0,0422	0,0375	12,46
				Erro médio	5,54
				Erro máximo	13,73